



Technische
Universität
Braunschweig



M. Sc. René Ernst

Entwicklungspotentiale der PKW-Dieselaufladung durch Elektrifizierung

Berichte aus dem ivb | Band 33 | Braunschweig 2021

Entwicklungspotentiale der PKW- Dieselaufladung durch Elektrifizierung

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhemina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: René Ernst
geboren in (Geburtsort): Bühl

eingereicht am: 26.11.2020
mündliche Prüfung am: 15.07.2021

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükcay
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Berichte aus dem ivb

Band 33

René Ernst

**Entwicklungspotentiale der PKW-Dieselaufladung
durch Elektrifizierung**

Shaker Verlag
Düren 2021

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2021

Copyright Shaker Verlag 2021

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-8283-8

ISSN 2364-3862

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren

Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand im Bereich Forschung / Vorentwicklung der Daimler AG am Standort Stuttgart. In dieser Zeit haben mich viele Personen begleitet, gefordert und gefördert, weshalb ich diese Gelegenheit nutzen möchte, um allen Personen, die mich im Zuge meiner Promotion unterstützt haben, zu danken.

Herrn Dipl.-Ing. Siegfried Weber danke ich für die firmenseitige Übernahme der Betreuung, die fachliche Unterstützung und wichtige Impulse zu den richtigen Zeiten. Den Herren Abteilungsleitern Dipl.-Ing. Guido Vent und Dr.-Ing. Günther Karl danke ich für das Ermöglichen der Doktorandentätigkeit. Der Daimler AG im Allgemeinen gilt mein Dank für die Unterstützung durch Projektbudgets, Nutzungsmöglichkeiten der vorhandenen Anlagen und ein breites Netzwerk von Experten.

Einen besonderen Dank möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Heiko Beil aussprechen. Neben der Unterstützung bei Prüfstandstätigkeiten sind insbesondere die zahl- und ertragreichen fachlichen Gespräche hervorzuheben.

Meinem Teamkollegen, Herrn Dipl.-Ing. Thomas Kuhn gilt ebenfalls mein ausgesprochener Dank. Neben vielen Unterhaltungen auf höchstwissenschaftlichem Niveau einte uns vor allem die Leidenschaft für Verbrennungsmotoren, Geschwindigkeit und Humor.

Den Herren Dipl.-Ing. Klaus Rabes und Dipl.-Ing. Gerhard Schlickmann danke ich für die umfassende Unterstützung im Bereich Motorelektronik und Sondersoftware. Es war ausgesprochen schön zu sehen, wie einstige Ideen zu funktionierender Hard- und Software werden.

Herrn Jürgen Bachschmid gebührt ebenfalls ein großer Dank. Seine Unterstützung in der Motorenvorbereitung und sein unglaubliches Knowhow im Bereich der Prüfstandstechnik waren für den Erfolg der Arbeit von größtem Wert.

Darüber hinaus möchte ich mich bei den Teams von Prüffeld und Werkstatt bedanken. Ihr Engagement, auch augenscheinlich Unmögliches möglich zu machen, trug maßgeblich zum Erfolg der Arbeit bei. Insbesondere seien an dieser Stelle die Herren Siegfried Zinke, Stefan Schröder und Albrecht Schütt namentlich genannt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts gilt ebenfalls mein ausgesprochener Dank für die Betreuung meiner Promotion. Neben der Gewährung vieler Freiheiten in der Ausgestaltung und Durchführung war Herr Professor Eilts immer ein sehr interessierter Betreuer, der mich mit allen notwendigen Informationen versorgte und es verstand, durch die richtigen Fragen zur richtigen Zeit entscheidende Impulse zur inhaltlichen Ausgestaltung der Arbeit zu geben. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch für die Übernahme des Korreferats sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükcay für die Bereitschaft, den Vorsitz im Promotionsverfahren zu übernehmen.

Zu guter Letzt möchte ich meinen Eltern und meiner Familie, sowie meiner Partnerin, die mich auf meinem bisherigen Lebensweg in jedweder Form selbstlos unterstützt und mir somit meinen Werdegang ermöglicht haben, meinen uneingeschränkten Dank aussprechen.

Ohne sie wäre dies alles nicht möglich gewesen.

*In Gedenken an den Mann, der mich die Neugier an Technik gelehrt hat. Ohne Dich,
Opa, wäre dies ein leeres Blatt Papier. Danke für alles.*

Leimersheim, im Sommer 2021

Kurzfassung

Im Spannungsfeld stetig strenger werdender Emissionsvorschriften, ansteigender Konkurrenz durch alternative Antriebstechnologien wie Brennstoffzellen- und Elektroantriebe sowie steigender Kundenanforderungen gilt es mehr denn je, Verbrennungsmotoren effizienter zu gestalten. Neben einer Hybridisierung und den damit verbundenen Vorteilen für den Verbrennungsmotor liegt der Schlüssel hierzu insbesondere in der Verwendung innovativer Aufladetechnologien. In der vorliegenden Arbeit wird anhand von zwei unterschiedlichen Konzepten untersucht, welche Potenziale eine Elektrifizierung der Aufladetechnologie für den Einsatz am Diesel-Verbrennungsmotor bietet. Ziel ist es hierbei, entsprechende Potenziale zu finden, zu bewerten und gegebenenfalls Weiterentwicklungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

In einem ersten Schritt wird das Konzept „Nennleistungsbooster“ untersucht. Hierbei handelt es sich um einen parallel zum konventionellen Abgasturbolader eingesetzten, zweistufigen, elektrischen Verdichter, der im Nennleistungsbereich zusätzliche Luft zur Leistungssteigerung in den Verbrennungsmotor fördert. Es erfolgt zunächst die Auslegung der Aufladeeinheit unter Verwendung verschiedener Simulationen in der 1D-Motorprozesssimulationssoftware *GT Suite* von *Gamma Technologies LLC*. Basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen wird ein Prototyp des Aufladeaggregats gefertigt und am Motorprüfstand im Verbund mit einem Dieselmotor, welcher zunächst als Basis vermessen wurde, untersucht. Hierbei können die Ergebnisse der Simulation bestätigt werden. Es wird gezeigt, dass das Konzept je nach Dimensionierung Potentiale in den Bereichen Verbrauch und Emissionen sowie im Bereich der Leistungssteigerung bieten kann.

Das zweite betrachtete Konzept, der „eTurbo“, wird innerhalb einer zweistufigen Aufladekonfiguration an einem Vierzylinder-Dieselmotor untersucht. Hierbei wird die Niederdruckstufe, welche in der Grundauslegung eine variable Turbinengeometrie aufweist, gegen einen elektrisch unterstützten Abgasturbolader mit Wastegate ausgetauscht. Analog des ersten Konzepts erfolgt zunächst die Auslegung mittels 1D-Motorprozesssimulation. Nach Fertigung eines entsprechenden Prototyps und einer Vermessung des Basisaggregats erfolgt die Erprobung des Gesamtsystems am Motorprüfstand. Wiederum können die Ergebnisse der Simulation bestätigt, darüber hinaus jedoch weitere Potenziale aufgezeigt werden. Es wird eine Abgasrückführ-Strategie für den Teillastbetrieb entwickelt, welche den Freiheitsgrad des elektrischen Antriebs des Abgasturboladers nutzt, um den bekannten Emissions-Verbrauchs-Tradeoff durch Lastpunktverschiebungen zu optimieren. Darüber hinaus wird ein erhebliches Potential zur Verringerung der Emissionen dargestellt, welches sich hauptsächlich in der verbesserten Möglichkeit der Abgasrückführung, auch und insbesondere in bisher kritischen Lastfällen wie beispielsweise Lastsprüngen oder im Volllastbereich, begründet. Darüber hinaus wird durch eine Untersuchung des eTurbo am Brennkammerprüfstand eine innovative Methode vorgestellt und erprobt,

um Abgasnachbehandlungselemente bereits vor dem Start des Verbrennungsmotors vorzuheizen und somit die Kaltstartemissionen signifikant zu senken. Sowohl die Simulation, als auch der Motorversuch zeigen die Performancepotenziale des Systems auf. Der bisher insbesondere in der Auslegung der Aufladesysteme vorherrschende Zielkonflikt zwischen guter Dynamik und hoher Nennleistung kann durch die Verwendung des elektrisch unterstützten Abgasturboladers aufgelöst werden. Neben einer signifikanten Steigerung der Nennleistung kann im Lastsprung auch ein deutlich verbessertes Verhalten im Vergleich zur bereits leistungsstarken und hochdynamischen Basis dargestellt werden.

Abstract

In the tension field of ever stricter emission regulations, increasing competition from alternative drive technologies such as fuel cell and electric drives as well as increasing customer requirements, it is more important than ever to make combustion engines more efficient. In addition to hybridization and the associated advantages for the internal combustion engine, the key to this lies in particular in the use of innovative charging technologies. This work presents two different concepts to investigate the potential of electrification of the charging technology for use on the diesel internal combustion engine. The aim is to find the corresponding potential, to evaluate it and, if possible, to point out opportunities for further development.

In a first step, the concept „nominal power booster“ is examined. This is a two-stage electric compressor that is used in parallel to the conventional exhaust gas turbocharger and is intended to deliver additional air in the nominal output range to increase performance in the internal combustion engine. First, the charger is designed using various simulations in the *GT Suite* 1D engine process simulation software from *Gamma Technologies LLC*. Based on the knowledge gained, a prototype of the turbocharger is manufactured and examined on the engine test bench in conjunction with a diesel engine, which was initially measured as the basis. The results of the simulation can be confirmed. It is shown that, depending on the dimensions, the concept can offer potential in the areas of fuel consumption and emissions as well as in the area of performance enhancement.

The second concept examined, the „eTurbo“, is investigated in a two-stage turbocharger configuration on a four-cylinder diesel engine. Here, the low-pressure stage, which has a variable turbine geometry in the basic design, is replaced by an electrically assisted exhaust gas turbocharger containing a wastegate. Analogous to the first concept, the design is first carried out using 1D engine process simulation. After the manufacturing of a corresponding prototype and a measurement of the basic unit, the entire system is examined on the engine test bench. Again, the results of the simulation can be confirmed, but further potential can be shown. An exhaust gas recirculation strategy for part-load operation is being developed, that uses the degree of freedom of the electric drive of the exhaust gas turbocharger to optimize the known emissions-fuel-consumption-tradeoff by shifting the load point. In addition, a considerable potential for reducing emissions is shown, which is mainly due to the improved possibility of exhaust gas recirculation, also and in particular in previously critical load cases such as load jumps or in the full load range. In addition, an examination of the eTurbo on the combustion chamber test bench introduces and examines an innovative method to preheat exhaust gas aftertreatment elements before the engine is started and thus significantly reduces cold start emissions. Both the simulation and the engine test show the performance potential of the system. The conflict of objectives between good dynamics and high nominal output that

has prevailed in particular in the design of the charging systems can be resolved by using the electrically assisted exhaust gas turbocharger. In addition to a significant increase in the nominal power, a significantly improved behavior compared to the already powerful and highly dynamic basis can also be shown in the load step.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Abstract	III
Nomenklatur	XI
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	2
2.1 Klassische Aufladung von Verbrennungsmotoren	2
2.2 Elektrifizierte Aufladetechnologien	12
3 Motivation, Problemstellung und Zielsetzung	17
4 Methodik	19
4.1 Definition der bewertbaren Potenziale	19
4.2 1D-Motorprozesssimulation	20
4.3 Vollmotor-Prüfstand	20
4.4 Brennkammer-Prüfstand	22
5 Elektrischer Nennleistungsbooster	24
5.1 Vorüberlegung und Einsatzzwecke	24
5.2 Komponentenaufbau	25
5.2.1 Basismotor	25
5.2.2 Nennleistungsbooster	26
5.3 Systemaufbau und Funktionsweise	29
5.4 Simulation	31
5.4.1 Basisauslegung	31
5.4.2 Verbrauchspotenzial	33
5.4.3 Performancepotenzial	35
5.4.4 Emissionspotenzial	37
5.4.5 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse	38
5.5 Vermessung	39
5.5.1 Basisvermessung	39
5.5.2 Verbrauchspotenzial	42
5.5.3 Stationäre Vollast	43
5.5.4 Zusammenfassung der Motoregebnisse	49
5.6 Potenzialbewertung	50
6 Elektrisch unterstützter Turbolader	51
6.1 Vorüberlegung und Einsatzzweck	51

6.2	Komponentenaufbau	52
6.2.1	Basismotor	52
6.2.2	eTurbo	52
6.3	Systemaufbau und Funktionsweise	53
6.4	Simulation	55
6.4.1	Basisauslegung	55
6.4.2	Stationäre Volllastkurven mit eTurbo	57
6.4.3	Dynamikuntersuchungen	61
6.4.4	Zusammenfassung der Simulationsergebnisse	64
6.5	Vermessung	65
6.5.1	Basisvermessung	65
6.5.2	Stationäre Volllastkurven mit eTurbo	68
6.5.3	Dynamikuntersuchungen	73
6.5.4	AGR-Strategien	81
6.5.5	Rekuperation	86
6.5.6	Katheizen	88
6.5.7	Zusammenfassung der Motoregebnisse	98
6.6	Potenzialbewertung	100
7	Fazit und Empfehlungen	101
7.1	Diskussion der Ergebnisse	101
7.2	Fazit	102
7.3	Empfehlungen	102
Anhang A:	eTurbo	107
A.1	Übersicht: Simulation der Lastsprünge mit / ohne elektrische Unterstützung	107
A.2	Übersicht: Vermessung der Lastsprünge im Vergleich mit der Basis	115
A.2.1	Vermessung der Lastsprünge ohne AGR	115
A.2.2	Vermessung der Lastsprünge mit AGR	121

Abbildungsverzeichnis

2.1	Idealisierte, theoretische Motorprozesse bei Saug- (a), mechanisch aufgeladenen (b) und abgasturboladerbestückten Motoren (c)	3
2.2	Abgasturboaufladung, schematisch	5
2.3	Verdichter- (a) und Turbinenkennfeld (b), schematische Darstellung .	6
2.4	Variable Turbinengeometrie, schematisch	7
2.5	Geregelte, zweistufige Aufladung, schematisch	9
2.6	Registeraufladung, schematisch	11
2.7	Aufbau und Funktion einer Lithium-Ionen-Zelle in Ruhe (a), im Ladebetrieb (b) und im Entladebetrieb (c)	12
2.8	Aufbau und Funktion der Aufladung am Audi V8-TDI-Motor, [22] . .	16
4.1	Aufbau des Vollmotor-Prüfstands, schematisch	21
4.2	Aufbau des Brennkammerprüfstands, schematisch	22
5.1	Leistungsbedarf des NLB in Abhängigkeit vom aufzubringenden Druckverhältnis	28
5.2	CAD-Darstellung des Nennleistungsboosters	29
5.3	Systemaufbau zum Einsatz des Nennleistungsboosters, schematisch .	30
5.4	Simulierte Motordaten der Basisauslegung ohne Nennleistungsbooster	32
5.5	Differenzkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, simuliert .	33
5.6	Simulierte Vollastlinie unter Verwendung des 1,6l-ATL im Vergleich mit real gemessenem Lastkollektiv	34
5.7	Vollastkurve mit Nennleistungsbooster gegenüber der Basis für beide ATL-Versionen	36
5.8	Systemaufbau zum Einsatz des Nennleistungsboosters zur Unterstützung der DPF-Regeneration	38
5.9	Vollastkurve der Basisvermessung	40
5.10	Vollastkurve mit D16- und D20-ATL	41
5.11	Differenzkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, gemessen .	42
5.12	Pilzventil in geschlossenen (a) und geöffnetem (b) Zustand, schematische Darstellung	43
5.13	Regelschemata von Wastegate Regler (a) und NLB Regler (b), vereinfachte Darstellung	45
5.14	Pilzventil in Schwerkraftschließung in geschlossenen (a) und geöffnetem (b) Zustand, schematische Darstellung	46
5.15	Vollastkurve mit eingeschaltetem NLB, keine Erhöhung der Einspritzmenge	47
5.16	Vollastkurve mit eingeschaltetem NLB und skalierten Werten	48
5.17	Vollastkurve mit eingeschaltetem NLB und skalierten, korrigierten Werten	49

6.1	Momentenverlauf bei großer Differenz von HD- und ND-Stufe, schematische Darstellung	51
6.2	CAD-Darstellung des eTurbo	53
6.3	Systemaufbau zum Einsatz des eTurbos, schematisch	54
6.4	Simulierte Motordaten der Basisauslegung	56
6.5	Vergleich der simulierten Motordaten der Basisauslegung und Grenzwerte	57
6.6	Simulierte Motordaten nach Wechsel auf WG-Abgasturbolader, eTurbo inaktiv	58
6.7	Unterschiede im spezifischen Verbrauch nach Wechsel auf eTurbo	59
6.8	Simulierte Motordaten: Vergleich eTurbo aktiv / inaktiv mit Basisauslegung	60
6.9	Simulation: Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	63
6.10	Lambda-Kennfeld der Basisvermessung	66
6.11	Vollastkurven „Top Down“ und „Bottom Up“ im Zuge der Basisvermessung	67
6.12	Vollastkurve mit ausgeschaltetem eTurbo im Vergleich mit der Basisvermessung	69
6.13	Vollastkurve mit aus- und eingeschaltetem eTurbo nach erfolgter Erstapplikation im Vergleich mit der Basisvermessung	70
6.14	Vollastkurve mit aus- und eingeschaltetem eTurbo (Energie aus der Batterie / von der Kurbelwelle) im Vergleich mit der Basisvermessung	72
6.15	Gegenüberstellung der Drehmomentverläufe von Basis und eTurbo bei verschiedenen Drehzahlen	74
6.16	Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	76
6.17	Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Einfluss der AGR-Beimischung	77
6.18	Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von unterschiedlichen AGR-Raten	78
6.19	Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von unterschiedlichen Maximalgrenzen für das Drehmoment des Elektromotors	79
6.20	Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Untersuchung der zum Antreiben des ATL benötigten Energie	80
6.21	AGR-Haken bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ im Vergleich mit der Basisvermessung	82
6.22	Verbrauchsdiagramm eines Verbrennungsmotors, schematisch	83
6.23	AGR-Haken bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{M,eff.} = 7 \text{ bar}$	85
6.24	Rekuperationsversuch bei $n = 4400 \text{ min}^{-1}$ (Volllast)	87
6.25	Schematische Darstellung der Wastegate-Führungsvarianten zum Katheizen	89
6.26	Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zum Katheizen	91
6.27	Systemaufbau zur Katheiz-Untersuchung	92
6.28	Katheizversuch mit vorwärtsdrehendem ATL, $n = 60.000 \text{ min}^{-1}$, Klappenstellung = 45°	92
6.29	Katheizversuch mit vorwärtsdrehendem ATL, Klappenstellung = 45° , Drehzahl variabel	93
6.30	Katheizversuch mit vorwärtsdrehendem ATL, $n = 60.000 \text{ min}^{-1}$, Klappenstellung variabel	94

6.31 Katheizversuch, $n = 60.000 \text{ min}^{-1}$, Klappenstellung = 45° , Drehrichtung variabel	95
6.32 Schematische Darstellung der Temperaturmessstellen in den Kühlkreisläufen des Versuchsaufbaus	97
A.1 Simulation: Lastsprung bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	108
A.2 Simulation: Lastsprung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	109
A.3 Simulation: Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	110
A.4 Simulation: Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	111
A.5 Simulation: Lastsprung bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	112
A.6 Simulation: Lastsprung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	113
A.7 Simulation: Lastsprung bei $n = 2200 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung	114
A.8 Lastsprung ohne AGR bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	115
A.9 Lastsprung ohne AGR bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	116
A.10 Lastsprung ohne AGR bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	117
A.11 Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	118
A.12 Lastsprung ohne AGR bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	119
A.13 Lastsprung ohne AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	120
A.14 Lastsprung mit AGR bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	121
A.15 Lastsprung mit AGR bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	122
A.16 Lastsprung mit AGR bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	123
A.17 Lastsprung mit AGR bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	124
A.18 Lastsprung mit AGR bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	125
A.19 Lastsprung mit AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo	126

Tabellenverzeichnis

4.1	Charakteristische Daten des Brennkammer-Prüfstands	23
5.1	Kenndaten des Basistriebwerks, aus [25]	26
5.2	Angenommene Wirkungsgrade zur Auslegung des Nennleistungsboos- ters	28
5.3	Auslegungskriterien für den Zusatzverdichter	28
5.4	Applikationsgrenzwerte für den Einsatz des NLB	35
6.1	Applikationsgrenzwerte für den Einsatz des eTurbo	55
6.2	Vergleich der relevanten Kenngrößen von Basis-ATL und eTurbo . . .	68

Nomenklatur

Abkürzungen

AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
CAD	Computer-Aided Design
CNG	compressed natural gas [Erdgas]
DOC	Dieseloxydationskatalysator
DPF	Dieselpartikelfilter
EM	Elektromotor
EU	Europäische Union
euATL	elektrisch unterstützter Abgasturbolader
eZV	elektrischer Zusatzverdichter
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck
ISG	integrierter Startergenerator
KFZ	Kraftfahrzeug
LE	Leistungselektronik
LET	Low-End-Torque
Li	Lithium
LLK	Ladeluftkühler
LRK	Ladedruckregelklappe
ND	Niederdruck
NLB	Nennleistungsbooster
NO_x	Stickoxid
PC	Personal Computer
PKW	Personenkraftwagen
R2S	Regulated 2-Stage Turbocharging

RDE	Real Driving Emissions
RSG	Riemenstartergenerator
SCR	Selective Catalytic Reduction
TFL	Transport for London
TMH	Test Mass High
VTG	variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
ZK	Zwischenkühler

Lateinische Formelzeichen

a	[]	Vorfaktor (a=1 bei 2-Taktmotor; a=2 bei Viertaktmotor)
$A_{T,eff}$	[cm^2]	Effektiver Turbinenquerschnitt
A/R	[]	Verhältnis von Turbineneintrittsquerschnitt zu Radius von ATL-Mittellinie zur Mitte der Querschnittsfläche
b_{eff}	[g/kWh]	Spezifischer Verbrauch
$b_{eff,korr}$	[g/s]	Korrigierter, spezifischer Verbrauch
b_{ind}	[g/s]	Indizierter Verbrauch
$c_{p,A}$	[J/K]	Spezifische Wärmekapazität Abgas
$c_{p,L}$	[J/K]	Spezifische Wärmekapazität Luft
$D1$	[mm]	Geometriefaktor Verdichterrad (Raddurchmesser am Eintritt)
$D2$	[mm]	Geometriefaktor Verdichterrad (Raddurchmesser am Austritt)
$D5$	[mm]	Geometriefaktor Turbinenrad (Raddurchmesser am Eintritt)
$D6$	[mm]	Geometriefaktor Turbinenrad (Raddurchmesser am Austritt)
E_{Batt}	[kWh]	Energie Batteriespeicher
EGR_{perc}	[%]	AGR-Rate
FSN	[]	Filter Smoke Number (Rauchzahl)

H_u	$[kJ/kg]$	unterer Heizwert
L_{min}	$[]$	Mindestluftbedarf
\dot{m}	$[kg/s]$	Massenstrom
\dot{m}_{Fluid}	$[kg/s]$	Fluidmassenstrom
$\dot{m}_{L,Basismotor}$	$[kg/s]$	Luftmassenstrom des Basismotors
$\dot{m}_{L,KW-Last}$	$[kg/s]$	Zusätzlicher Luftmassenstrom für Kompensation der Zusatzbelastung an der Kurbelwelle
$\dot{m}_{L,P-Ziel}$	$[kg/s]$	Für Leistungsziel benötigter Luftmassenstrom
\dot{m}_{Luft}	$[kg/s]$	Luftmassenstrom
$\dot{m}_{Luft,skal.}$	$[kg/s]$	Skalierter Luftmassenstrom
$\dot{m}_{L,NLB}$	$[kg/s]$	Luftmassenstrom des Nennleistungsboosters
\dot{m}_T	$[kg/s]$	Turbinenmassenstrom
\dot{m}_V	$[kg/s]$	Verdichtermassenstrom
M_{NO_x}	$[g/kWh]$	Stickoxidemissionen
MB_s	$[g/s]$	Absoluter Verbrauch
MD	$[Nm]$	Drehmoment
n	$[1/min]$	Drehzahl
n_m	$[1/min]$	Motordrehzahl
n_{ATL}	$[1/min]$	Turboladerdrehzahl
n_{NLB}	$[1/min]$	Drehzahl Nennleistungsbooster
p	$[bar]$	Druck
p_3	$[bar]$	Abgasdruck vor Turbine
p_{Inj}	$[bar]$	Einspritzdruck
p_L	$[bar]$	Ladedruck
$p_{M,eff.}$	$[bar]$	Effektiver Zylindermitteldruck
$p_{M,max.}$	$[bar]$	Maximaler, gemittelter Zylinderdruck
P	$[kW]$	Leistung
$P_{eff.}$	$[kW]$	Effektive Motorleistung
$P_{eff.,skal.}$	$[kW]$	Skalierte, effektive Motorleistung
$P_{eff.,skal.,korr.}$	$[kW]$	Skalierte, korrigierte, effektive Motorleistung
$P_{eff.,korr}$	$[kW]$	Korrigierte, effektive Motorleistung
P_{el}	$[kW]$	Elektrische Leistung

P_{eTurbo}	[kW]	Elektrische Leistung eTurbo
$P_{eTurbo,dauer}$	[kW]	Elektrische Dauerleistung eTurbo
$P_{eTurbo,peak}$	[kW]	Elektrische Peakleistung eTurbo
$P_{KW-Last}$	[kW]	An der Kurbelwelle durch NLB auftretende Last
$P_{mech,NLB}$	[kW]	Mechanische Verdichtungsleistung NLB
P_{NLB}	[kW]	Elektrische Leistung NLB
$P_{NLB,dauer}$	[kW]	Elektrische Dauerleistung NLB
$P_{NLB,peak}$	[kW]	Elektrische Peakleistung eNLB
P_{nenn}	[kW]	Nennleistung
P_{Reku}	[kW]	Rekuperationsleistung
P_{Sys}	[kW]	Gesamtsystemleistung
q_{ZK}	[J/kg]	Spezifische Wärme
R_A	[J/(kg · K)]	Mittlere spezifische Gaskonstante Abgas
R_s	[J/(kg · K)]	spezifische Gaskonstante
SP_{EGR}	[%]	Position AGR-Ventil
t	[s]	Zeit
T	[°C]	Temperatur
T_1	[°C]	Temperatur vor Verdichter, Temperatur an Messstelle 1 im Katheizaufbau
T_2	[°C]	Temperatur nach Verdichter, Temperatur an Messstelle 2 im Katheizaufbau
T_{2VR}	[°C]	Temperatur vor LLK
$T_{2,max}$	[°C]	Maximale Verdichteraustrittstemperatur
$T_{2,nND}$	[°C]	Temperatur nach ND-Verdichter
T_3	[°C]	Temperatur vor Turbine, Temperatur an Messstelle 3 im Katheizaufbau
T_4	[°C]	Temperatur nach Turbine, Temperatur an Messstelle 4 im Katheizaufbau
T_{Gas}	[°C]	Gastemperatur
T_L	[°C]	Lufttemperatur
V_h	[cm ³]	Hubvolumen
W_i	[J]	Prozessspezifische Arbeit
z	[]	Zylinderanzahl

Griechische Formelzeichen

α_{VTG}	[%]	VTG-Stellung
Δh_{HDT}	[kJ/kg]	Spezifische technische Arbeit Hochdruckturbine
Δh_{HDV}	[kJ/kg]	Spezifische technische Arbeit Hochdruckverdichter
Δh_{NDT}	[kJ/kg]	Spezifische technische Arbeit Niederdruckturbine
Δh_{NDV}	[kJ/kg]	Spezifische technische Arbeit Niederdruckverdichter
Δh_{Tges}	[kJ/kg]	Spezifische technische Gesamtarbeit Turbine
Δh_{Vges}	[kJ/kg]	Spezifische technische Gesamtarbeit Verdichter
ΔM_D	[Nm]	Drehmomentdifferenz
$\Delta M_{D,spez}$	[Nm/s/l]	Spezifischer Momentengradient
η_e	[]	Effektiver Motorwirkungsgrad
$\eta_{e-Motor}$	[]	Wirkungsgrad Elektromotor
$\eta_{e-Speicher}$	[]	Wirkungsgrad Energiespeicher
$\eta_{Generator}$	[]	Wirkungsgrad Generator
η_{mT}	[]	Mechanischer Turbinenwirkungsgrad
η_{mV}	[]	Mechanischer Verdichterwirkungsgrad
η_{sHDV}	[]	Isentroper Hochdruckverdichterwirkungsgrad
η_{sVges}	[]	Isentroper Gesamtverdichterwirkungsgrad
η_T	[]	Turbinenwirkungsgrad
η_V	[]	Verdichterwirkungsgrad
$\eta_{Verdichter}$	[]	Verdichterwirkungsgrad
$\eta_{Zyl,eff}$	[]	Effektiver Zylinderwirkungsgrad
κ_A	[]	Mittlerer Isentropenexponent Abgas
κ_L	[]	Mittlerer Isentropenexponent Luft
λ	[]	Verbrennungsluftverhältnis
λ_{AB}	[]	Verbrennungsluftverhältnis aus Abgas-Lambdasonde
λ_l	[]	Liefergrad
λ_V	[]	Verbrennungsluftverhältnis
Π	[]	Druckverhältnis
Π_{HDT}	[]	Expansionsverhältnis Hochdruckturbine
Π_{HDV}	[]	Verdichtungsverhältnis Hochdruckverdichter
Π_{NDT}	[]	Expansionsverhältnis Niederdruckturbine

Π_{NDV}	[]	Verdichtungsverhältnis Niederdruckverdichter
Π_{Tges}	[]	Gesamtexpansionsverhältnis
Π_V	[]	Verdichtungsverhältnis
Π_{Vges}	[]	Gesamtverdichtungsverhältnis
$\Pi_{V,NLB}$	[]	Verdichtungsverhältnis durch NLB
ρ_L	$[kg/m^3]$	Luftichte

Kapitel 1

Einleitung

Automobile Neuentwicklungen im Bereich der Verbrennungsmotorentechnik befinden sich derzeit in einem komplexen Spannungsfeld. Einerseits steigen die gesetzlichen Anforderungen an das Emissions- und Kraftstoffverbrauchsverhalten der Fahrzeuge stetig und zunehmend, andererseits nehmen die Kundenanforderungen insbesondere in den Bereichen Fahrkomfort und Fahrdynamik kontinuierlich zu.

Während im Jahr 2015 der CO₂-Flottengrenzwert noch bei 130 g/km lag, sieht die Europäische Union (EU) für 2021 ein Limit von 95 g/km vor. Jede Überschreitung dieser Vorgabe wird mit einer Strafzahlung von 95 €/g belegt. Liegt der Flottenverbrauch eines Herstellers also beispielsweise bei 105 g/km und der Hersteller verkauft 1.000.000 Fahrzeuge, wird eine Strafzahlung von 950.000.000 € fällig. Diese gewaltige Summe kann jedoch auch als Chance für die Entwicklung und Integration neuer Technologien gesehen werden. Im Umkehrschluss bedeutet sie nämlich, dass eine Technologie, welche ein CO₂-Potenzial von 1 g hat und gleichzeitig weniger als 95 € kostet, hohe Chancen hat, Platz im Automobil der Zukunft zu finden.

Trotz steigendem Umweltbewusstsein der Kundschaft wünscht selbige noch immer, die Spitzenleistung und das dynamische Fahrverhalten der Fahrzeuge zu verbessern. Gleichzeitig werden jedoch auch Forderungen nach möglichst emissionsarmer und kraftstoffsparender Mobilität laut.

Es ist die Herausforderung für zukünftige Antriebs- und somit auch Aufladesysteme, diesen Spagat zu meistern. Bei der Ausgestaltung neuartiger Aufladekomponenten und -Systemen bietet die Elektrifizierung neue Stellhebel und Potenziale zur weiteren Optimierung des Gesamtsystems Dieselvebrennungsmotor.

In der vorliegenden Arbeit werden zwei grundverschiedene Ansätze der elektrifizierten Aufladung untersucht und die jeweiligen Potenziale und inbegriffenen Innovationen dargestellt und bewertet. Darüber hinaus erfolgt eine Bewertung der Serienintegrierbarkeit der Konzepte sowie die Ableitung verschiedener Empfehlungen für das etwaige weitere Vorgehen.

Kapitel 2

Stand der Technik

In diesem Kapitel wird der aktuelle Stand der Technik, welcher zum Verständnis und zur Kontextuierung der vorliegenden Arbeit notwendig ist, in kompakter Form erläutert.

2.1 Klassische Aufladung von Verbrennungsmotoren

Bereits vor mehr als 110 Jahren erkannte der Schweizer Ingenieur Alfred Büchi (11.07.1879 - 27.10.1959), dass beim Betrieb eines Verbrennungsmotors ein signifikanter Teil der Abgasenergie ohne Turboaufladung den Abgastrakt ungenutzt verlässt und bereitete mit seinem bereits 1905 angemeldeten Patent den Weg für eine Revolution der Verbrennungsmotorentechnik. Schon zuvor versuchten sich Gottlieb Daimler und Rudolf Diesel daran, die Motorleistung mittels vorkomprimierter Verbrennungsluft zu steigern. [37]

Bei Betrachtung der in Gleichung (2.1) dargestellten Motorleistungsgleichung zeigt sich, dass in der aktuellen Situation des oft zitierten „Downsizing“ und „Downspeeding“, also einer Verringerung des Hubvolumens V_h beziehungsweise einer Verringerung der Zylinderzahl z bei abgesenkter Drehzahl n_M eine Beibehaltung oder gar Steigerung der Leistung $P_{eff.}$ nur durch eine signifikante Erhöhung der Luftdichte im Zylinder ρ_L realisiert werden kann. Bedingt durch das Downsizing bzw. Downspeeding stellen sich in der Regel geringere Reibungsverluste innerhalb des Motors ein, weshalb der effektive Motorwirkungsgrad η_e leicht steigt. Das Verhältnis von Heizwert H_u und Mindestluftbedarf L_{min} ist kraftstoffabhängig und durch Veränderungen am Aggregat nicht zu beeinflussen. Der Liefergrad λ_l kann durch eine entsprechende Ladungswechselstrategie in Zusammenhang mit einer Aufladung positiv beeinflusst werden, das Verbrennungsluftverhältnis λ_V ist letztendlich vom Motorprozess abhängig und in dieser Betrachtung invariant. [37], [42]

$$P_{eff.} = \frac{H_u}{L_{min}} \cdot \frac{V_h \cdot z}{a} \cdot \frac{\lambda_l \cdot n_m \cdot \eta_e \cdot \rho_L}{\lambda_V} \quad (2.1)$$

$$\rho_L = \frac{1}{R_s} \cdot \frac{p_L}{T_L} \quad (2.2)$$

Da zur Steigerung der in Gleichung (2.2) auf der vorherigen Seite (thermische Gaszustandsgleichung) dargestellten Luftdichte ρ_L die Temperatur T_L in der Regel basierend auf der Umgebungstemperatur nicht signifikant abgesenkt werden kann und die spezifische Gaskonstante R_s lediglich vom angesaugten Medium abhängt, bietet eine Anhebung des Ladedrucks p_L die einzig sinnvolle Möglichkeit zur Steigerung der Dichte. [37], [42]

Heutzutage existieren verschiedene Ansätze zur Aufladung eines Verbrennungsmotors, die sich grundsätzlich in ihrer Arbeits- und Wirkweise unterscheiden. Man unterscheidet gemäß DIN 6262 prinzipiell zwischen Verdrängerladern, wie beispielsweise Roots- oder Schraubenladern, bei denen der Verdichter in der Regel mechanisch angetrieben wird, und Strömungsladern, also Turboladern, bei denen eine Strömung eine Turbine antreibt, welche über eine Wellenverbindung an einen Verdichter gekoppelt ist. Überdies existieren seit geraumer Zeit elektrisch unterstützte Aufladesysteme, bei denen ein Elektromotor entweder das Verdichterrad direkt, oder das Laufzeug eines vorhandenen Abgasturboladers antreibt. [37]

Der **theoretische Aufladungsprozess** eines Dieselverbrennungsmotors, auch Seiligerprozess genannt, kann zur Veranschaulichung der im Zylinder stattfindenden Prozesse im p,V - beziehungsweise Indikatordiagramm dargestellt werden. Hierbei bedient man sich in der Regel nachfolgender Vereinfachungen:

- Ideales Arbeitsgas innerhalb des Zylinders
- Isentrope Verdichtung und Expansion
- Darstellung der Verbrennung als externe Wärmezufuhr, welche zunächst bei konstantem Volumen, im weiteren Verlauf bei konstantem Druck stattfindet
- Isochore Wärmeabfuhr

Zur Veranschaulichung der Vorteile eines abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotors gegenüber einem konventionellen Saug- beziehungsweise mechanisch aufgeladenen Motor werden in Abbildung 2.1 die drei genannten Varianten als Indikatordiagramme gegenübergestellt.

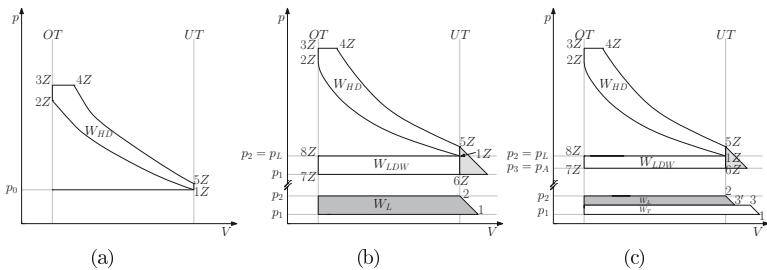


Abbildung 2.1: Idealisierte, theoretische Motorprozesse bei Saug- (a), mechanisch aufgeladenen (b) und abgasturboaufgeladenen Motoren (c)

Prinzipiell erfolgt ausgehend von Zustand $1Z$, in dem sich der Kolben im unteren Totpunkt (UT) befindet, eine Verdichtung des Arbeitsgases durch eine Aufwärtsbewegung des Kolbens in Richtung oberem Totpunkt (OT). Ausgelöst durch Selbstentflammung bei Einspritzung beim Dieselmotor, beim Ottomotor aufgrund eines Zündfunken, beginnt in Punkt $2Z$ die Verbrennung, welche sich zunächst in einer Druckerhöhung bei konstant bleibendem Volumen ($3Z$), dann durch die Erhöhung des Volumens bei konstantem Druck äußert ($4Z$). Bedingt durch die kontinuierliche Abwärtsbewegung des Kolbens sinkt der Druck bis zum Erreichen des Zustands $5Z$. Im idealisierten Prozess findet nun ein (infinitesimal schnelles) Ausstoßen des Restgases auf Umgebungsdruck p_0 , im Prozess dargestellt durch eine isochore Wärmeabfuhr, statt, sodass der Ausgangszustand $1Z$ erreicht wird. Diese Abfolge beschreibt den in Abbildung 2.1(a) auf der vorherigen Seite dargestellten Seiligerprozess, welcher als Vergleichsprozess für Diesel-Verbrennungsmotor dient. Die von den Druck-/Volumenverlaufskurven eingeschlossene Fläche entspricht hierbei gemäß Gleichung (2.3) der jeweils im Prozess verrichteten Arbeit W_i . [37]

$$W_i = \oint p_Z \cdot dV_Z \quad (2.3)$$

Abbildung 2.1(b) auf der vorherigen Seite zeigt den idealisierten Motorprozess für einen mechanisch aufgeladenen Verbrennungsmotor. Hierbei wird angenommen, dass die zum Antreiben des Verdichters verwendete Leistung an der Kurbelwelle des Motors entnommen wird. Der Verbrennungsprozess verläuft analog zum Seiligerprozess, jedoch mit deutlich erhöhtem Druckniveau, wodurch die verrichtete Arbeit ebenfalls signifikant größer ist.

Markante Unterschiede gibt es im Bereich des Ladungswechsels. Der Lader beaufschlagt den Zylinder mit Luft vom Druck $p_2 = p_L$, dem sogenannten Ladedruck, sodass der Verdichtungshub in Punkt $1Z$ bereits auf einem höheren Ausgangsniveau beginnt. Der anschließende Verbrennungsprozess verläuft regulär. Durch Öffnen des Auslassventils am Ende der Expansionsphase sinkt der Zylinderdruck auf Umgebungsdruck p_1 ab ($5Z \rightarrow 6Z$). Die noch im Zylinder vorhandene Ladung muss im Ausschiebehub ($6Z \rightarrow 7Z$) gegen p_1 ausgeschoben werden, bis das Kompressionsvolumen erreicht ist. Das dann noch im Zylinder befindliche Gas wird als Restgas bezeichnet. Wird das Einlassventil geöffnet, während sich der Kolben in Richtung OT bewegt, strömt Frischluft mit Ladedruck $p_2 = p_L$ in den Brennraum und sorgt für einen Druckanstieg der Zylinderfüllung auf Ladedruck. Die dabei verrichtete Arbeit, dargestellt durch die Fläche $1Z \rightarrow 6Z \rightarrow 7Z \rightarrow 8Z \rightarrow 1Z$, wird als positive Ladungswechselarbeit W_{LDW} betrachtet. Um diesen Prozess zu bewerkstelligen und den mechanischen Lader anzutreiben, muss jedoch vom Motor die betragsmäßig höhere Laderarbeit W_L aufgewendet werden. Diese entspricht dem dunkelgrau schraffierten Flächeninhalt des p,V -Diagramms des Laders bei Verdichtung der Ladung von p_1 zu p_3 . Überdies existiert ein Arbeitsverlust, welcher der hell schraffierten Fläche entspricht. Dieser entsteht, da die Zylinderfüllung bei Öffnen des Auslassventils im Punkt $5Z$ direkt und nicht weiter isentrop auf den Druck p_1 entspannt wird. Diese Verluste sind systemimmanent. Andernfalls müsste die Abwärtsbewegung des Kolbens bei geschlossenem Auslassventil über den UT hinaus verlängert werden.

Ansätze wie frühes oder spätes Einlassschließen können diesen Effekt zumindest teilweise kompensieren. [37]

Beim in Abbildung 2.1(c) auf Seite 3 dargestellten, abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotorprozess ergeben sich einige Differenzen zu den vorher beschriebenen Prozessen. Unter der Annahme, der Ladedruck $p_2 = p_L$ sei gleich dem Ladedruck bei mechanischer Aufladung, ist die identische Laderarbeit W_L bereitzustellen. Die Verbrennungsschleife ist ebenfalls identisch. Die Laderarbeit wird im Falle der Abgasturboaufladung allerdings nicht von der Kurbelwelle, also der Motorarbeit abgenommen, sondern durch die Turbinenarbeit W_T , welche flächengleich ist, bereitgestellt. Diese wird dem Abgas entnommen und entweicht im Falle der mechanischen Aufladung ungenutzt. Bedingt durch die Tatsache, dass die Abgastemperatur T_3 signifikant höher ist, als die Ansauglufttemperatur T_2 , ist der Abgasgegendruck p_3 unter Beachtung von $W_L = W_T$ niedriger als der Ladedruck p_2 , sodass die Ladungswechselarbeit W_{LDW} positiv zu bewerten ist. Aufgrund des verhältnismäßig hohen Gegendrucks am Auslassventil fällt der Arbeitsverlust (hell schraffierte Fläche) geringer aus, als bei mechanischer Aufladung. [37] Aus der Betrachtung der idealisierten Vorgänge lässt sich deutlich erkennen, dass der per Abgasturbolader aufgeladene Verbrennungsmotor signifikante Wirkungsgradvorteile gegenüber der mechanisch aufgeladenen Variante besitzt.

Die **Abgasturboaufladung** stellt heutzutage - nicht ohne Grund - in ihren Varianten die am häufigsten eingesetzte Form der Aufladung dar. Das beim Verbrennungsprozess im Zylinder entstehende Abgas besitzt sowohl thermische, als auch kinetische Energie in signifikantem Maße, welche ohne Abgasturboaufladung das Abgassystem ungenutzt passieren würde. Mit Abgasturboaufladung wird das heiße, unter Druck stehende Abgas durch das Turbinengehäuse geleitet, trifft auf das Turbinenrad und treibt dieses an. Das Turbinenrad ist über eine Welle mit dem gegenüberliegenden Verdichterrad verbunden, welches die angesaugte Luft vor dem Eintritt in den Zylinder verdichtet und somit über eine Erhöhung der Luftdichte ρ_L eine Steigerung der Leistung ermöglicht. In der Regel wird die verdichtete Luft durch einen Ladeluftkühler (LLK) geleitet, da sich diese bei der Verdichtung erhitzt und das Kühlen eine weitere Steigerung der Zylinderfüllung ermöglicht. Abbildung 2.2 zeigt schematisch einen per Abgasturbolader (ATL) aufgeladenen Vierzylinder-Verbrennungsmotor.

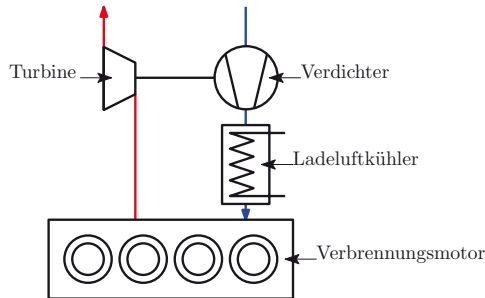


Abbildung 2.2: Abgasturboaufladung, schematisch

Aus Abbildung 2.2 auf der vorherigen Seite lässt sich auch das systemimmanente Problem des konventionellen Abgasturboladers ableiten: Um hohe Leistungen des Verbrennungsmotors zu generieren, ist ein hoher Frischluftmassenstrom notwendig. Dieser kann jedoch nur bei entsprechend hohen Verdichter- beziehungsweise Turbinenleistungen zustande kommen. Die Leistung der Turbine hängt wiederum vom Abgasmassenstrom ab, welcher maßgeblich durch die Verbrennungsexothermie bestimmt wird, die ihrerseits wiederum mit der dem Zylinder zugeführten Frischluft korreliert.

Soll die Leistungsabgabe des Motors - beispielsweise für einen Beschleunigungsvorgang - erhöht werden, ergibt sich hieraus ein gewisser Zeitverzug, bis der Turbolader die gewünschten Drehzahlen erreicht, um genügend Frischluftmasse bereitzustellen. Hierbei ist im deutschsprachigen Raum die Rede vom „Turboloch“; im englischsprachigen Raum wird dieses Phänomen in der Regel als „Turbo-Lag“ bezeichnet. Heutzutage stellt dies für aufgeladene Motoren aufgrund verschiedener Maßnahmen, welche im Folgenden ebenfalls dargelegt werden, jedoch kein eminentes Problem mehr dar. [34], [23]

Um Abgasturbolader bewerten und untereinander vergleichen zu können, existieren sowohl für die Turbine, als auch für den Verdichter entsprechende Kennfelder. Diese sind in Abbildung 2.3 schematisch dargestellt.

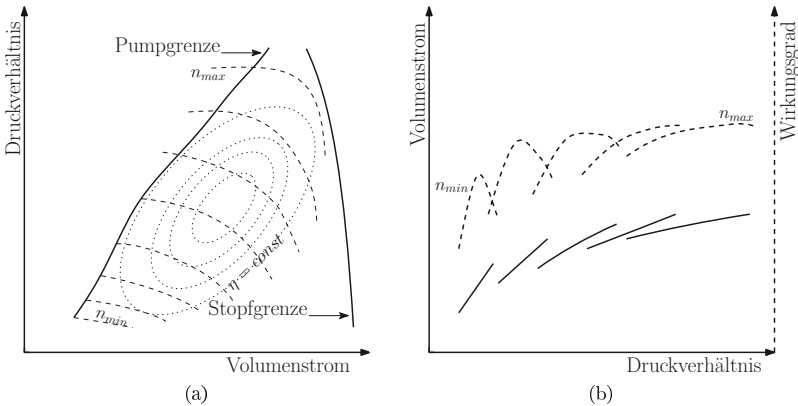


Abbildung 2.3: Verdichter- (a) und Turbinenkennfeld (b), schematische Darstellung

Abbildung 2.3(a) zeigt ein Verdichterkennfeld, in dem die typischen Merkmale dargestellt sind: Das Verdichterkennfeld wird zur linken Seite durch die Pumpgrenze begrenzt; alle Vorgänge links der Pumpgrenze sind instabil. Überschreitet das Druckverhältnis bezogen auf den Volumenstrom einen bestimmten Wert, beginnt sich die Strömung an den Verdichterschaufeln abzulösen, sodass der Fördervorgang unterbrochen wird. Die Luft strömt so lange in entgegengesetzter Richtung durch den Verdichter, bis das Druckverhältnis bei positivem Volumenstrom Stabilität erlangt.

Der Druck steigt an, bis eine abermalige Ablösung der Strömung stattfindet. Aufgrund des dabei entstehenden, charakteristischen Geräuschs wird dieser Vorgang als „Pumpen“ bezeichnet.

Zur rechten Seite ist das Verdichterkennfeld durch die sogenannte Stopfgrenze begrenzt. Diese beschreibt den Zustand, in dem die Luft am Radeintritt die Schallgeschwindigkeit erreicht, sodass keine weitere Steigerung des Durchsatzes bei gleichem Druck möglich ist.

Die punktiert dargestellten Ovale symbolisieren Kennfeldbereiche mit jeweils identischem Verdichtereffizienzgrad. Außerdem sind die unterschiedlichen Drehzahl-niveaus bis zur maximalen Laderdrehzahl n_{max} gestrichelt aufgetragen.

In Abbildung 2.3(b) auf der vorherigen Seite ist ein Turbinenkennfeld dargestellt. Im Turbinenkennfeld werden zweierlei Sachverhalte veranschaulicht: Der Wirkungsgrad der Turbine wird über dem Druckverhältnis aufgetragen (gestrichelte Linie). Außerdem wird der Volumenstrom über dem Druckverhältnis dargestellt (Volllinie). Die einzelnen Kurvenverläufe entsprechen unterschiedlichen Drehzahl-niveaus. [23], [37]

Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie sind, im Gegensatz zu konventionellen Abgasturboladern, kaum mit dem Problem der instationären Trägheit behaftet. Um das Verhalten im transienten Bereich - beispielsweise bei sprunghaften Beschleunigungsanforderungen, so genannten Lastsprüngen - zu verbessern, bedient man sich insbesondere beim Dieselmotor Abgasturboladern, welche über eine variable Turbinengeometrie (VTG) verfügen. Auch im Bereich der Ottomotorenaufladung werden zunehmend VTG-Lader eingesetzt. [18] Abbildung 2.4 zeigt den schematischen Aufbau einer VTG-Turbine.

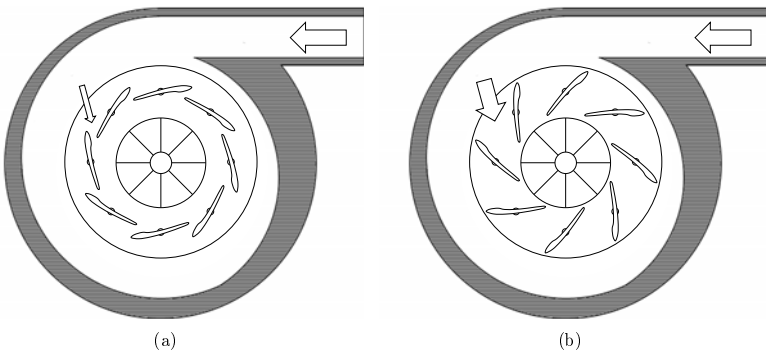


Abbildung 2.4: Variable Turbinengeometrie, schematisch

Der Abgasturbolader wird auf Nennleistung - und somit hohe Massenströme - ausgelegt. Dies hat zur Folge, dass Turbinengehäuse und Turbine im Teillastbereich über- beziehungsweise mangelhaft dimensioniert sind. Die kinetische Energie des

geringen Abgasmassenstroms in Teillast treibt die Turbine im konventionellen Fall bedingt durch den großen Einströmquerschnitt nur unzureichend an. Bei einer VTG-Turbine hingegen ist es möglich, durch Verstellung der Leitschaufeln den Einströmquerschnitt zu verändern. Hierzu wird ein Lagerring, mit dem die Leitschaufeln verbunden sind, elektrisch oder über eine Druckdose verdreht, wodurch der Anstellwinkel stufenlos angepasst werden kann. Bei niedriger Motordrehzahl wird der Querschnitt verengt (Abbildung 2.4(a) auf der vorherigen Seite), sodass der Druck vor der Turbine ansteigt. Gemäß der ersten (Gleichung (2.4)) und zweiten (Gleichung (2.5)) Turboladerhauptgleichung sorgt dies für eine Erhöhung der Turbinenleistung und resultiert letztendlich in einem verbesserten Ansprechverhalten des Abgasturboladers und somit auch des Verbrennungsmotors.

$$\Pi_V = \frac{p_2}{p_1} = \left[1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \frac{c_{p,A}}{c_{p,L}} \cdot \eta_T \cdot \eta_V \cdot \eta_{mT} \cdot \eta_{mV} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right) \right]^{\frac{\kappa_L}{\kappa_L - 1}} \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} = A_{T,eff} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_A}{R_A \cdot (\kappa_A - 1)}} \cdot \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa_A}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A + 1}{\kappa_A}} \right] \quad (2.5)$$

Wie in Abbildung 2.4(b) auf der vorherigen Seite dargestellt, wird bei hohen Motordrehzahlen der Einströmquerschnitt geöffnet, sodass ein zu hoher Aufstau des Abgases und somit ein schlechter Ladungswechsel sowie Überdrehzahlen des Abgasturboladers vermieden werden. [5], [23], [44]

Der Einsatz eines VTG-Laders bietet im Gegensatz zu einem herkömmlichen Abgasturbolader deutliche Vorteile in allen transienten Betriebsmodi. Nachteilig sind hingegen die erhöhte Komplexität und damit einhergehend ein höherer Preis sowie geringere Robustheit und Temperaturbeständigkeit.

Mehrstufige Aufladung (bzw. in der Regel zweistufige Aufladung) bezeichnet die Reihenschaltung mehrerer (zweier) Abgasturbolader. Im zweistufigen Fall wird der dem Motor näher positionierte Turbolader als Hochdruck (HD)-, der nachfolgende als Niederdruck (ND)-Turbolader bezeichnet. Grundsätzlich ist zu unterscheiden, ob es sich um eine geregelte, oder ungeregelte zweistufige Aufladung handelt. Erstere ist beim Einsatz im Personenkraftwagen (PKW)-Bereich üblich. Werden zwei Abgasturbolader in Reihe geschaltet, so errechnet sich das Gesamtdruckverhältnis als Produkt der Druckverhältnisse von Hochdruck- und Niederdruckstufe. Dies gilt, wie Gleichung (2.6) auf dieser und Gleichung (2.7) auf der nächsten Seite zeigen, sowohl für die Verdichter-, als auch für die Turbinenseite. [37]

$$\Pi_{V_{ges}} = \Pi_{NDV} \cdot \Pi_{HDV} \quad (2.6)$$

$$\Pi_{T_{ges}} = \Pi_{NDT} \cdot \Pi_{HDT} \quad (2.7)$$

Das zweistufige Aufladesystem findet dann Anwendung, wenn hohe Druckverhältnisse gefordert sind. Wird für den Motorbetrieb beispielsweise ein Druckverhältnis $\Pi_{V_{ges}} > 5$ gefordert, ist dies einstufig verdichterseitig nur unter sehr hohem Aufwand und mit niedrigen Wirkungsgraden zu realisieren. Schaltet man hingegen zwei Verdichter in Reihe, so reicht ein Druckverhältnis in den jeweiligen Stufen von $\Pi_{NDV} = \Pi_{HDV} = 2.25$ bereits aus, um ein Gesamtdruckverhältnis von $\Pi_{V_{ges}} > 5$ zu generieren. [37]

Im ungeregelten Fall werden beide Stufen vom identischen Massenstrom durchströmt. Da jedoch in der Hochdruckturbine eine Expansion stattfindet, ist der an der Turbine der ND-Stufe anliegende Volumenstrom höher. Dies gilt in analoger Betrachtungsweise für die Verdichterseite. Durch die Vorverdichtung in der Niederdruckstufe ist der Volumenstrom in der Hochdruckstufe geringer. Nachteilig gegenüber der einstufigen Aufladung ist im ungeregelten Fall das Transientenverhalten zu erwähnen. Dieser Sachverhalt liegt darin begründet, dass mit identischem Abgasenergieangebot im einstufigen Fall ein Laufzeug, im ungeregelten, zweistufigen Fall zwei Laufzeuge beschleunigt werden müssen. Darüber hinaus ist die Niederdruckstufe und damit das entsprechende Laufzeug meist noch größer dimensioniert und damit erheblich träger. Um dies (teilweise) zu kompensieren, kann die Hochdruckstufe in VTG-Ausführung dargestellt werden. Deutlich häufiger findet sich in PKW-Anwendungen mittlerweile jedoch die geregelte, zweistufige Aufladung (auch “Regulated 2-Stage Turbocharging (R2S)”), welche im Folgenden näher erläutert wird. [37]

Abbildung 2.5 zeigt den schematischen Aufbau eines R2S-Systems.

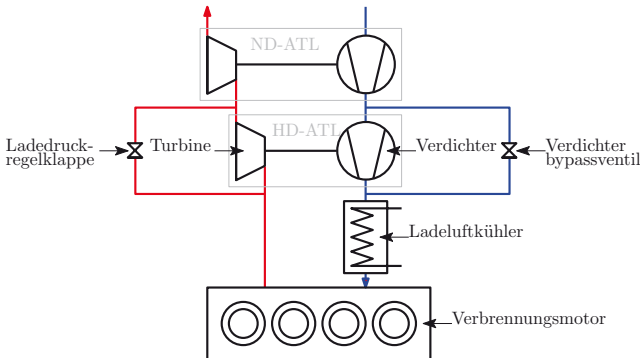


Abbildung 2.5: Geregelte, zweistufige Aufladung, schematisch

Die Bestimmung der verdichterseitig aufgenommenen und turbinenseitig verrichteten spezifischen technischen Arbeiten erfolgt durch Addition der spezifischen technischen Arbeiten der jeweiligen Stufen. Dies ist in Gleichung (2.8) für die Verdichterseite, in Gleichung (2.9) für die Turbinenseite dargestellt.

$$\Delta h_{Vges} = \Delta h_{NDV} + \Delta h_{HDV} \quad (2.8)$$

$$\Delta h_{Tges} = \Delta h_{NDT} + \Delta h_{HDT} \quad (2.9)$$

Grundsätzlich könnte zwischen Niederdruck- und Hochdruckverdichter ein Zwischenkühler montiert werden. Hierdurch verringert sich gemäß Gleichung (2.10) die vom Hochdruckverdichter benötigte, spezifische technische Arbeit, da die durch die Zwischenkühlung abgeführte spezifische Wärme eine Absenkung der Temperatur $T_{2,nND}$ bewirkt.

$$\Delta h_{HDV} = c_{pL} \cdot T_{2,nND} \cdot \left[\Pi_{HDV}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{sHDV}} \quad (2.10)$$

Die verringerte spezifische technische Arbeit des Hochdruckladers schlägt sich, wie in Gleichung (2.11) aufgezeigt, in einem erhöhten isentropen Ladergesamtwirkungsgrad nieder. Somit steigt der Aufladewirkungsgrad, was letztendlich eine Verringerung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_{eff} bewirkt. [37]

$$\eta_{sVges} = \frac{\Delta h_{sVges}}{\Delta h_{NDV} + \Delta h_{HDV}} \quad (2.11)$$

Die geregelte zweistufige Aufladung dient neben einer Erhöhung des Ladedrucks insbesondere der Verbesserung des transienten Betriebsverhaltens. Bei Anfahr- und Beschleunigungsvorgängen ist die Niederdruckstufe nicht, oder nur marginal am Ladedruckaufbau beteiligt. Hier sind Ladedruckregelklappe und Verdichterbypassventil zunächst geschlossen. Das gesamte Abgas strömt über die Turbine des Hochdruckladers und treibt zunächst dessen verhältnismäßig leichtes Laufzeug an, was für ein sehr gutes Ansprechverhalten sorgt und einen raschen Drehmomentaufbau sorgt. Bei steigender Drehzahl und Last - und damit einhergehend bei höheren Abgasmassenströmen - wird die Ladedruckregelklappe zunehmend geöffnet, sodass die Niederdruckturbine mit einer höheren Abgasenthalpie beaufschlagt wird. Simultan wird das Verdichterbypassventil geöffnet, um etwaige Drosselleffekte durch den Hochdruckverdichter zu vermeiden. Mit weiter zunehmender Drehzahl und Last wird der Hochdruckturbolader letztendlich sowohl turbinen- als auch verdichterseitig komplett bypassiert, der Ladedruckaufbau wird durch den Niederdruckverdichter bewerkstelligt. Grund der Bypassierung der Hochdruckstufe in diesem Punkt ist, dass diese bei hohen Massenströmen als Drosselstelle wirken würde. Hierdurch könnten sich beispielsweise auf der Turbinenseite gegebenenfalls deutlich zu hohe Abgasdrücke und -Temperaturen ergeben, die zur Schädigung von Motor und Abgasturbolader führen könnten. Überdies bestünde für den Hochdrucklader durch das hohe

Angebot an Abgasenthalpie die Gefahr der Überdrehzahl und somit der Bauteilschädigung. Auf der Verdichterseite würde der Hochdruckverdichter als Drosselstelle wirken und entsprechende Verluste verursachen. Bei dieser im Kraftfahrzeug (KFZ) üblichen Betriebsstrategie der Aufladegruppe wird oft zu Recht angemerkt, dass sie keine echte zweistufige Aufladung sei. [37]

Eine **Registeraufladung** besteht aus mehreren ATL gleicher oder unterschiedlicher Größe, welche parallel angeordnet werden. Abhängig von Luftbedarf und Betriebsbereich des Motors werden diese über externe, i.d.R. elektronisch angesteuerte Luft- und Abgasklappen zu- oder abgeschaltet. Eine Aufteilung des Luft- und Abgasmassenstroms auf einzelne ATL ermöglicht Verbesserungen im Bereich des instationären und stationären Vollast-Betriebsverhaltens. Eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs resultiert aus der Tatsache, dass jeder Turbolader entsprechend seiner Auslegung mit hohen Wirkungsgraden betrieben werden kann, in dem er mit den entsprechenden Massenströmen versorgt wird. Die Arbeitsweise einer Registeraufladegruppe wird durch Abbildung 2.6 verdeutlicht. [20], [37]

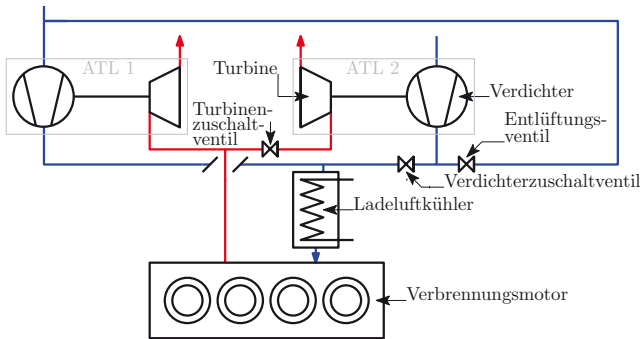


Abbildung 2.6: Registeraufladung, schematisch

Im unteren Bereich des Drehzahlbandes wird solitär der erste Turbolader von Abgas durchströmt und ist somit auch für die Bereitstellung des Ladedrucks verantwortlich. Der zweite ATL befindet sich in dieser Phase im Stillstand. Wird der entsprechende Massenstrom erreicht, öffnet das Turbinenzuschaltventil, sodass beide Lader parallel mit Abgas durchströmt werden. Durch die steigende Drehzahl im zweiten ATL wird dort verdichterseitig ein Ladedruck aufgebaut. Für den Parallelbetrieb ist es notwendig, dass beide Verdichter das identische Druckverhältnis aufweisen, um Verdichterpumpen zu vermeiden. Da in der Hochlaufphase des zweiten Laders der Druck noch nicht auf Solladedruckniveau liegt, wird der Verdichterausgang zunächst über ein Entlüftungsventil mit dem Verdichtereingang verbunden. Sind beide ATL auf dem identischen Druckniveau, wird das Entlüftungsventil geschlossen und das Verdichterezuschaltventil geöffnet, sodass beide Turbolader parallel Ladeluft fördern. Prinzipiell sind die Um- und Zuschaltvorgänge einer Registeraufladung sehr komplex und regelaufwändig, da es Ladedruckeinbrüche, Verdichterpumpen und Überdrehzahlen unter allen Umständen zu vermeiden gilt. [20], [37]

2.2 Elektrifizierte Aufladetechnologien

Die Verwendung einer **48 V-Bordnetz-Infrastruktur** ebnet neben dem Einsatz von Mildhybriden in Kraftfahrzeugen auch einer ganzen Reihe elektrischer Nebenaggregate, wie beispielsweise elektrischen Wasserpumpen, elektrischen Kältemittelverdichtern oder elektrisch verstellbaren Fahrwerken den Weg zu einem effizienteren, von bei Bedarf höherer Leistung geprägten Einsatz. Insbesondere für die elektrisch unterstützte Aufladung wird der Umstieg auf eine leistungsfähige 48 V-Topologie als primäres Enablerkriterium angesehen. Im Folgenden wird aufgezeigt, wie solche Topologien prinzipiell aufgebaut sind, welche Kernmerkmale und -Komponenten sie beherbergen und mit welchen Anforderungen sie im Zuge zunehmender Elektrifizierung konfrontiert werden.

Als **Energiespeicher** kommen bei Anwendungen im 48 V-Bereich und darüber in der Regel so genannte Lithium-Batterien zum Einsatz. Unter diesem Begriff subsumieren sich verschiedenste Batterietechnologien und -konzepte, welche den Einsatz von Lithium (Li) - wenn auch in unterschiedlichen Formen - gemein haben. Allgemein lassen sich diese Technologien wie folgt kategorisieren: Bei konventionellen Lithium-Batterien, welche kein metallisches Lithium enthalten, emittiert im Entladefall eine negative Elektrode (Kathode) Lithiumionen, welche dann zur positiv geladenen Elektrode (Anode) wandern. Ein entsprechender Separator im ionenleitenden Elektrolyt verhindert hierbei einen Mittransport der Elektronen. Um die Ladungsneutralität zu gewährleisten, fließen die Elektronen über den Leiterweg zur positiven Elektrode. Hierbei kann elektrische Arbeit verrichtet werden. Im Entladefall unterliegen die Prozesse einer Richtungsumkehr. Bei dieser im fahrzeugtechnischen Umfeld gebräuchlichsten Form spricht man in der Regel von Lithiumionen-Zellen. Daneben existieren noch Lithium-Batterien, welche eine metallische Lithiumelektrode besitzen. Hier ergibt sich die Zellspannung aus der Differenz der jeweiligen elektrochemischen Potentiale von positiver Elektrode und negativer Lithium-Elektrode. Abbildung 2.7 zeigt den schematischen Aufbau sowie die Funktionsweise einer standardmäßigen Lithiumionen-Zelle, wie sie vielfach in Kraftfahrzeugen Einsatz findet. [43], [45]

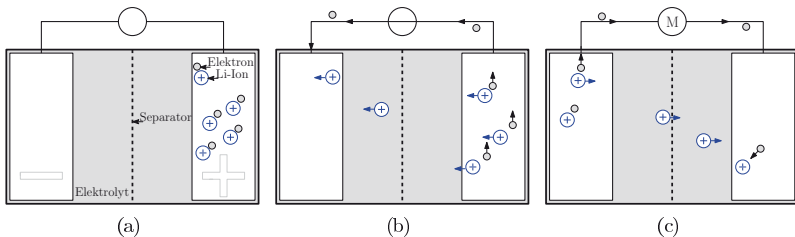


Abbildung 2.7: Aufbau und Funktion einer Lithium-Ionen-Zelle in Ruhe (a), im Ladebetrieb (b) und im Entladebetrieb (c)

Neben der Anwendung von Lithium-Ionen-Batterie, bietet sich - insbesondere sofern hohe Leistungen und hohe Zyklenzahlen gefordert sind - der Einsatz von Superkondensatoren ("Supercaps", "Ultracaps") an. Da beim Speichern der Energie in einem Superkondensator vorwiegend elektrostatische und keine elektrochemischen Prozesse ablaufen, werden die Elektroden nicht strukturell geschädigt. Die Leistungsdichte liegt mit Angaben von bis zu 18 kW/kg sehr hoch. Allerdings ist die Leistungsdichte beziehungsweise die Kapazität von Superkondensatoren eingeschränkt. Die volle abrufbare Leistung steht in der Regel für etwa eine Sekunde zur Verfügung, danach muss der Superkondensator neu geladen werden. Überdies sind Supercaps verglichen mit Lithium-Ionen-Batterien als teuer zu bewerten. [26]

Bei der **allgemeinen Topologie** ist prinzipiell zu unterscheiden, ob es sich um ein Voll- oder Teilbordnetz mit 48 V -Infrastruktur handelt. Gerade in der aktuellen Übergangsphase sind viele 48 V -Teilbordnetze zu finden, wohingegen der Trend klar in Richtung eines Vollbordnetzes geht. Der schrittweise Übergang mit der Verwendung von Teilbordnetzen resultiert aus der Tatsache, dass nicht die gesamte Fahrzeugelektronik schlagartig auf ein anderes Spannungsniveau umgestellt werden kann. Wie für das Gesamtfahrzeug selbst, gibt es für die Komponenten gewisse Entwicklungszyklen, welche nicht zwingend deckungsgleich mit denen des Gesamtfahrzeugs sind. Eine Schritt-für-Schritt- beziehungsweise Komponente-für-Komponente-Umstellung ist an dieser Stelle einfacher. Das langfristige Ziel besteht jedoch darin, die 12 V -Infrastruktur abzulösen. [29]

Bereits um die Jahrtausendwende wurden erste Versuche zur elektrischen Unterstützung der Aufladung durch einen **elektrischen Zusatzverdichter** durchgeführt. [4], [35]

Der zugrunde liegende Kerngedanke war einfach: Um das systemimmanente Problem "Turboloch" des Abgasturboladers zu umgehen, muss in transienten Betriebsbedingungen in kürzester Zeit ein Frischluftmassenstrom zur Verfügung gestellt werden. Es folgten Versuche mit verschiedenen Elektromotorarten (Synchron-, Asynchron- und switched-reluctance-Maschinen), welche allesamt aufgrund der geringen Bordnetzleistungsfähigkeit im 12 V -Betrieb nicht ihr volles Potenzial entfalten konnten.

Mit der schrittweisen Umstellung auf 48 V -(Teil-)Bordnetze wurde dann etwa 10 Jahre später die Basis für erneute Versuche mit elektrischen Zusatzverdichtern geschaffen. [9], [11], [21] Insbesondere Aymanns et al. beschreiben in [3] die Vorteile der Spannungsanhebung ausführlich.

Prinzipiell wird ein elektrischer Zusatzverdichter (eZV) (auch "eBooster") in Kombination mit einem konventionellen Abgasturbolader betrieben. Ein singulärer Betrieb wäre wenig sinnvoll, da die Abgasenergie in diesem Falle ungenutzt bliebe. Die Kombination offenbart prinzipiell zwei Möglichkeiten: Wird der konventionelle ATL auf hohe Nennleistung ausgelegt, geht dies mit schlechtem Transientverhalten und niedrigem Low-End-Torque (Drehmoment am unteren Drehzahlband) einher. Hier kann der eBooster eingesetzt werden, um die (vergleichsweise niedrige, benötigte) Frischluftmenge zu fördern und so das Beschleunigungsverhalten deutlich zu verbessern, bis der Abgasmassenstrom eine Größenordnung erreicht, bei der der ATL vernünftig arbeiten kann. Diesen Ansatz verfolgen aktuell die meisten Hersteller und OEMs. Typische Leistungen des elektrischen Zusatzverdichters liegen mittlerweile

bei 5 kW. Hierbei wird der eZV jedoch immer nur kurzzeitig betrieben, sofern eine Beschleunigung aus dem niedrigen Drehzahlbereich gewünscht ist. [10], [11]

Eine andere Herangehensweise ist es, den eZV kontinuierlich anzutreiben. Hierfür sind unter Umständen komplexe Kühlungen notwendig, da sich der eBooster bei Dauerbetrieb beträchtlich erhitzen kann. [38] Der Dauerbetrieb ermöglicht jedoch einen anderweitigen Einsatz: Die beispielsweise für die Fahrt in der Stadt relevanten Teillastbereiche können von einem kleiner dimensionierten, konventionellen ATL abgedeckt werden, welcher im optimalen Betriebsbereich arbeitet und somit neben verbesserten Verbrauchs- und Emissionswerten ebenfalls gute transiente Werte ermöglicht, jedoch für den bei Nennlast geforderten Durchsatz zu gering bemessen ist. Die Durchsatzdifferenz wird gedeckt, in dem bei Anforderung der Nennleistung ein üppig dimensionierter eBooster zugeschaltet wird. Diese Form der elektrischen Zusatzaufladung ist in dieser Art und Weise bisher nicht am Markt vertreten. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich unter anderem mit diesem Konzept.

Ein elektrisch unterstützter Abgasturbolader (euATL), auch als “eLader” oder “eTurbo” bezeichnet, bietet prinzipiell ähnliche Möglichkeiten zur Elektrifizierung der Aufladung, jedoch hat der eZV einige Vorteile: Da keine Turbinenseite existiert, ist im Regelfall weniger Bauraum, als bei der Integration eines weiteren Turboladers von Nöten. Außerdem bietet es sich hierdurch an, den eZV vergleichsweise flexibel zu positionieren, was das Packaging deutlich vereinfacht. Ebenfalls aufgrund der fehlenden (heißen) Turbinenseite ist das Thermomanagement, gerade im sporadischen Kurzzeitbetrieb, deutlich einfacher. Der Materialbedarf an hochtemperaturfesten Bauteilen ist gering bis nicht vorhanden. Überdies lässt sich ein reiner Elektromotor, welcher nicht durch ein durch die Turbinenseite impliziertes Moment überlagert wird, deutlich einfacher regeln.

Hinter der Entwicklung des **elektrisch unterstützten Abgasturboladers** steckt ebenfalls ein Lösungsansatz des Grundproblems “Turboloch”. Um auf ein zusätzliches Aufladeaggregat verzichten zu können und trotzdem weitere Freiheitsgrade in der Auslegung des Laders zu erhalten, bietet es sich an, den vorhandenen ATL zu elektrifizieren. Eine Teilelektrifizierung eines mehrstufigen Aufladesystems ist ebenfalls denkbar. Hierzu wird auf der Läuferwelle, welche Turbinen- und Verdichterrad verbindet, der Rotor einer E-Maschine angebracht. Dies geschieht sinnvollerweise mit möglichst geringer Erhöhung des Trägheitsmomentes des Laufzeugs. Die Rumpfguppe wird etwas massiver ausgeführt, da dort der Stator radial um die Läuferwelle herum positioniert wird. Somit es möglich, dem durch das Turbinenrad implizierten Moment ein elektromotorisch erzeugtes Drehmoment zu überlagern und somit den Verdichter im Verhältnis zum Abgasmassenstrom überproportional stark anzutreiben. [37] Dieses Funktionsprinzips bedient man sich bereits seit einigen Jahren in der Rennserie Formel 1 [27], eine Umsetzung im Serien-PKW steht derzeit noch aus. Nichtsdestotrotz existieren bereits Untersuchungen, welche das Leistungspotenzial eines elektrisch unterstützen Turboladers andeuten. [41]

Darüber hinaus bietet der eTurbo eine weitere Möglichkeit zur Effizienzsteigerung der Abgasnutzung. Wurde im Bereich der Nennleistung bisher klassischerweise das

Wastegate geöffnet, um eine Überdrehzahl des ATL zu vermeiden, so kann die Welle des eTurbos per Elektromotor gebremst werden. Die hierbei im konventionellen Fall ungenutzte Energie kann rekuperiert und dem elektrischen System zugeführt werden. Da dem Abgas so noch mehr Energie entzogen werden kann, eröffnet sich für die nachfolgende Abgasnachbehandlung ein weiterer Freiheitsgrad. Über eine gezielte Rekuperation der Abgasenergie kann die Temperatur nach der Turbine (T_4) entsprechend beeinflusst werden, um Abgasnachbehandlungsprozesse bestmöglich zu unterstützen.

Gegenüber einem eZV besitzt der eTurbo den Vorteil, dass auf ein zusätzliches Aufladeaggregat verzichtet werden kann, da er - zumindest in gewisser Weise - die Vorteile eines Systems aus konventionellem Turbolader und eBooster vereint. Überdies ist bei einem Ausfall der Elektronik weiterhin ein akzeptabler Notlauf möglich, da die mechanische Funktion nur geringfügig durch die erhöhten Massenträgheiten eingeschränkt wird.

Nachteile des euATL ergeben sich insbesondere in den Bereichen Kühlung und Package. Da die kalte Verdichter- und heiße Turbinenseite nicht entkoppelt werden können und die E-Maschine direkt dazwischen montiert ist, muss eine ausgeklügelte Kühlung erfolgen. Außerdem ist das Packageing verhältnismäßig unflexibel, da eine Position gefunden werden muss, in der sowohl die abgasseitige, als auch die frischluftführende Verrohrung mit entsprechend kurzen Wegen sichergestellt werden kann. Etwas andere Wege beschreitet die Firma G+L innotec GmbH mit ihrer Idee "CrossCharger". [19] Hier wird der Elektromotor auf der Verdichterseite montiert, sodass der Rotor von der Ansaugluft umströmt, der Stator durchströmt wird. Durch die zusätzliche größere Entfernung zur heißen Seite vereinfacht sich das laderinterne Thermomanagement erheblich.

Aktuelle Konzepte elektrisch unterstützter Aufladung werden immer häufiger publiziert. Aktuell ist jedoch die Zahl der erhältlichen Fahrzeuge, welche mit einer elektrisch unterstützten Aufladung ausgestattet sind, sehr gering. Audi war im Jahr 2016 der erste Automobilhersteller, welcher einen Motor mit teilelektrifizierter Aufladegruppe auf den Markt brachte. Der V8-TDI-Motor, der über einen Hubraum von 4,0 l verfügt, wird im Allgemeinen von zwei Abgasturboladern mit VTG aufgeladen. Durch eine variable Ventilsteuerung, die es unter anderem ermöglicht, eines der beiden Auslassventile je Zylinder geschlossen zu halten sowie einen zweiflutigen Abgaskrümmen kann der Motor sowohl im Monoturbo- als auch im Biturbo-Betrieb betrieben werden. Im unteren Drehzahlbereich bleibt ein Auslassventil geschlossen, sodass nur ein ATL mit Abgasenergie versorgt wird. Bei Drehzahlen über 2700 min^{-1} und somit höheren Durchsätzen öffnet das zweite Auslassventil, sodass der zweite Abgasturbolader ebenfalls mit Abgasenergie beaufschlagt wird. Die VTG hilft hierbei, im Umschaltbereich einen Drehmomenteinbruch zu vermeiden. Audi spricht bei den Turboladern von einem Aktiv- und einem Passiv-ATL, die beide in der Anordnung "heißes Innen-V" platziert sind. Eine Ergänzung der konventionellen Aufladegruppe ist der eingesetzte elektrische Zusatzverdichter, welcher eine Maximalleistung von 7 kW , eine maximale Drehzahl von 70.000 min^{-1} sowie einen maximalen Drehzahlgradienten von $260.000 \text{ min}^{-1}/\text{s}$ besitzt. Elektrisch versorgt wird der eZV über ein 48 V-Teilbordnetz, welches mit dem bisherigen 12 V-Bordnetz verbunden ist.

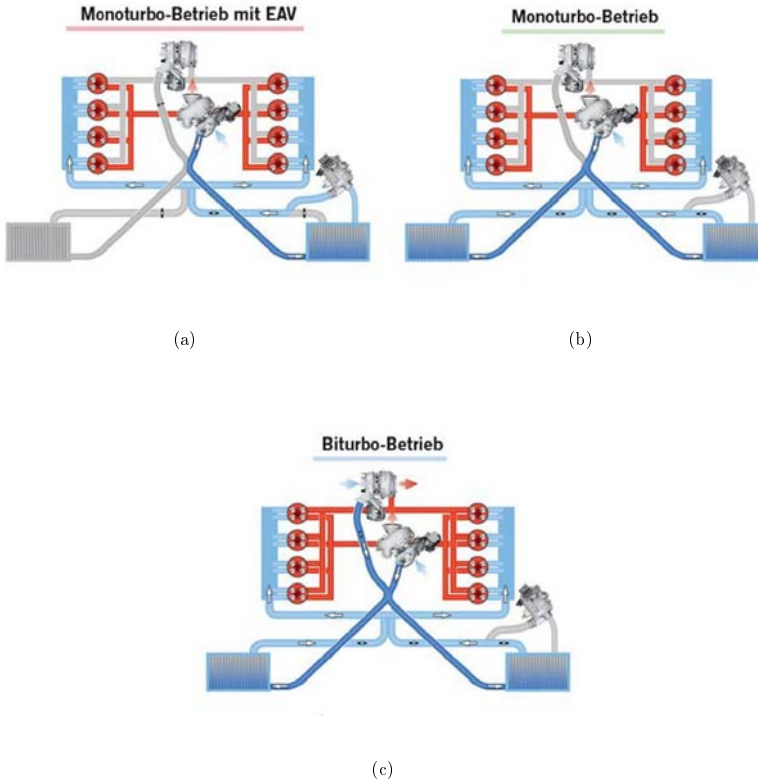


Abbildung 2.8: Aufbau und Funktion der Aufladung am Audi V8-TDI-Motor, [22]

Der in Reihe mit dem Aktiv-ATL geschaltete eBooster ist, wie in Abbildung 2.8(a) zu sehen, nur im Monoturbo-Betrieb aktiv und kann im deaktivierten Zustand bypassiert werden. Der eZV dient lediglich dazu, bei Anfahrsituationen eine Abweichung zwischen Soll- und Istladedruck zu kompensieren und somit ein besseres Beschleunigungsvermögen darstellen zu können. Bei Erreichen des Sollladedrucks erfolgt die Deaktivierung des eZV. Audi gibt an, dass der maximale Ladedruck von $3,4\text{ bar}$ etwa eine Sekunde früher erreicht wird, als ohne Einsatz des eBoosters. [22]

Kapitel 3

Motivation, Problemstellung und Zielsetzung

Erste Ansätze der elektrisch unterstützten Aufladung liegen bereits mehr als drei Jahrzehnte zurück. [24] An der damaligen Idee, dem Verbrennungsmotor per elektrischer Unterstützung mehr Luft zuzuführen und somit das Potenzial für die Generierung höherer Leistungen bereitzustellen, hat sich bis heute nichts signifikant geändert. Das größte Problem bei den Versuchen um die Jahrtausendwende war im wenig leistungsfähigen, zur damaligen Zeit üblichen 12 V-Bordnetz begründet. Bedingt durch das niedrige Spannungsniveau waren zum Antreiben des Elektromotors entweder sehr hohe Ströme notwendig, welche schnell zu thermischen Problemen führen konnten, oder das Leistungsniveau des elektrisch unterstützten Aufladeaggregats war schlichtweg unzureichend.

Der tatsächliche Umstieg auf ein 48 V-Bordnetz, den Experten schon früher prognostiziert, gibt dem Themengebiet “elektrisch unterstützte Aufladung” nun neuen Schub. Wie in Abschnitt 2.2 auf Seite 12 dargelegt, beginnen bereits einige Hersteller damit, elektrisch unterstützte Aufladeaggregate zur Serienreife beziehungsweise in Serie zu bringen. Die Fokussierung liegt hierbei in der Regel auf der Verbesserung transienter Fahrleistungen, die (bisher mangelhafte) Effizienz dieser Anwendungen wird in der Regel nicht angesprochen.

Da bislang keine umfassende Potenzialbetrachtung durchgeführt und veröffentlicht wurde, soll die vorliegende Arbeit aufzeigen, welche Potenziale die elektrisch unterstützte Aufladung im Betrieb eines Verbrennungsmotors birgt. Hierzu sollen sowohl Themen wie Performance und Betriebsverhalten, als auch Bereiche wie Effizienz und Serienintegrierbarkeit untersucht sowie bewertet werden.

Nach einigen allgemeinen Vorbetrachtungen wird im Folgenden insbesondere auf die beiden Konzepte “elektrischer Zusatzverdichter” und “elektrisch unterstützter Abgasturbolader” eingegangen. Zu beiden Konzepten erfolgt eine Prinzipüberlegung bezüglich Einsatzzweck, möglichen Vor- und Nachteilen sowie eventuellen Hemmnissen. Die Vorüberlegungen werden durch 1D-Simulationen mit der Software *GT Suite* validiert und bewertet. Hierzu werden Simulationsmodelle der jeweiligen Konzepte entwickelt, diese in bestehende Motormodelle integriert und die festgelegten Betriebspunkte und Betriebsfälle simuliert.

Basierend auf der Simulation werden in Kooperation mit Zulieferern Prototypen entwickelt, welche an einem Brennkammer- und an einem Motorenprüfstand hinsichtlich ihres angedachten Einsatzzwecks untersucht und bewertet werden.

Es erfolgt eine Korrelationsanalyse zwischen den Simulations- und Messergebnissen. Etwaige Differenzen werden näher untersucht und begründet.

Abschließend erfolgt eine Bewertung der jeweiligen Konzepte hinsichtlich des ermittelten Potenzials bezüglich des angedachten Einsatzzwecks.

Kapitel 4

Methodik

4.1 Definition der bewertbaren Potenziale

Um die in der Arbeit untersuchten Konzepte bewerten und vergleichen zu können, müssen zunächst die bewertbaren Potenziale definiert werden. Hierbei existieren sowohl qualitativ, als auch quantitativ bewertbare Potenziale, die im Folgenden näher erläutert werden.

Wie bei vielen neuen Konzepten im Bereich Aufladung nimmt die **Performance** eine wichtige Rolle ein. In die Bewertung dieses Potenzials fließen vor allem die Faktoren Dynamik und Nennleistung mit ein. Bei den im Folgenden vorgestellten Konzepten ergeben sich jeweils unterschiedliche Anforderung bzgl. der Performance, sodass ein direkter Vergleich nicht möglich ist. Vielmehr soll bewertet werden, wie sich die Performance des neuen Aufladesystems im Vergleich zur jeweiligen Basis verhält.

Bei der Bewertung des **Verbrauchs** ist ebenfalls ein Vergleich mit der jeweiligen Basisauslegung zielführend. Wichtig ist, dass der Verbrauch nicht solitär, sondern in Verbindung mit den anderen **Emissionen** bewertet wird, da sonst das Ergebnis durch eine entsprechende Applikation ggf. verfälscht werden könnte.

Die **Serienintegrierbarkeit** der Konzepte wird bewertet, indem verschiedene Kriterien betrachtet werden. Hierzu zählt insbesondere eine Bewertung der jeweiligen Packagesituation. Sollten sich durch eine Komponente weitere Synergieeffekte nutzen lassen, wird dies ebenfalls entsprechend berücksichtigt.

Im Allgemeinen gibt es, wie in den nachfolgenden Kapiteln ersichtlich, in der Regel keine strikte Trennung zwischen den einzelnen bewertbaren Potenzialen, da sich beispielsweise der Einbau einer Komponente positiv auf das Abgasnachbehandlungssystem auswirken kann und somit zur Serienintegrierbarkeit beiträgt, gleichzeitig jedoch die Emissionen verbessert.

4.2 1D-Motorprozesssimulation

Zur 1D-Motorprozesssimulation wird die *GT Suite* von *Gamma Technologies LLC* verwendet. Dieses Toolpaket ist der Standard der Automobilbranche im Bezug auf Motorprozesssimulation und umfasst neben dem eigentlichen Simulationstool *GT Power* auch Auswertemöglichkeiten wie *GT Post*. *GT Power* findet sowohl bei Simulation stationärer Betriebszustände, als auch bei Simulation instationärer Vorgänge, wie beispielsweise Lastsprüngen, Verwendung.

Die im Zuge der Arbeit verwendeten Simulationsmodelle besitzen einen verhältnismäßig hohen Reife- und Detaillierungsgrad. Um die Modelle kontinuierlich zu optimieren, erfolgt in regelmäßigen Turni ein Abgleich mit Messdaten entsprechender Realmotoren. Hierbei werden sowohl geometrische und werkstoffabhängige Daten, als auch Komplexeres, wie beispielsweise adaptierte Verbrennungsmodelle, angepasst und optimiert. Die Vorhersagequalität basierend auf den entsprechenden Modellen kann als hervorragend beschrieben werden. Selbstverständlich ergeben sich durch Änderungen an den Modellen, wie beispielsweise einer Veränderung der Aufladegruppe, durchaus Abweichungen, da es sich in diesem Falle nicht um einen laufenden Iterationsprozess, sondern vielmehr den ersten Schritt einer neuen Iterationskette handelt. Nichtsdestotrotz wird erwartet, eine sehr gute Vorhersagegenauigkeit darstellen zu können, sodass die Modelle üblicherweise insbesondere zum Matching, also zur Anpassung und Auslegung neuer Komponenten, benutzt werden.

4.3 Vollmotor-Prüfstand

Auf dem Vollmotor-Prüfstand findet ein Großteil der in der Arbeit vorgestellten Vermessungen statt. Prinzipiell ist der Aufbau projektunabhängig sehr ähnlich, lediglich in der Verwendung spezieller Steuergeräte und Komponenten wie dem ATL gibt es aufbauspezifische Unterschiede. Abbildung 4.1 auf der nächsten Seite zeigt eine schematische Darstellung des Prüfstands, welche im Folgenden erläutert wird.

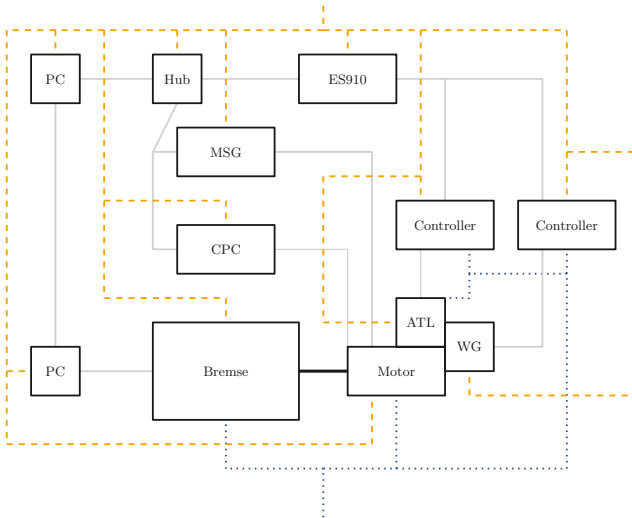


Abbildung 4.1: *Aufbau des Vollmotor-Prüfstands, schematisch*

Prinzipiell symbolisieren die grauen Linienzüge Datenkommunikationsleitungen, die blauen, punktierten Linien Wasserversorgungen und die gelben, gestrichelten Linien Stromversorgungsleitungen. Hierbei wurden verschiedene Spannungsebenen (12 V, 48 V, 400 V, 800 V) in der Darstellung zusammengefasst. Ebenso verhält es sich für Kühlwasservor- und Rücklauf sowie die verschiedenen Datenkommunikationstypen (USB, Seriell, LAN).

Der Motor wird, inklusive seiner Peripherie durch den in der Abbildung links oben befindlichen Steuerrechner gesteuert und appliziert. Hierfür kann über den Personal Computer (PC) auf das Motor- und Powertrain-Steuergerät zugegriffen werden, um die entsprechenden Werte zu variieren. Das hierfür eingesetzte Tool *INCA* der *ETAS GmbH* ist hierbei industrieweiter Standard. Über ein Prototyping- und Schnittstellenmodul (ES910), auf dem im Regelfall eine modellbasierte Software läuft, können weitere Controller angesteuert werden, welche wiederum beispielsweise für die Regelung und Ansteuerung eines elektrifizierten Abgasturboladers dienen. Ein weiterer Rechner, in der Abbildung links unten dargestellt, fungiert einerseits für die Steuerung der Prüfstandstechnik, andererseits aber auch für die Aufzeichnung der prüfstandsspezifischen Messwerte, wie beispielsweise der über die Bremse gemessenen Leistung. Hierfür wird, je nach Prüfstand das Programm *Puma Open* der *AVL List GmbH* oder *Tornado Software Suite* von *Kristl, Seibt & Co Gesellschaft.m.b.H.* verwendet. Beide Programme sind branchenweit im Einsatz. Da beide Rechner miteinander verbunden sind, können Steuer- und Applikationsbefehle in beide Richtungen gesandt und beispielsweise kritische Grenzwerte automatisiert überwacht werden. Darüber hinaus wird in speziellen Fällen noch ein weiterer, nicht in der Abbildung dargestellter Rechner verwendet, welcher die Indizierdruckmessung am Motor und ggf. in der Peripherie übernimmt.

4.4 Brennkammer-Prüfstand

Der Brennkammer- oder Abgasturbolader-Prüfstand dient in der Regel dazu, Aufladungskomponenten unabhängig von Motoreinflüssen zu untersuchen, zu bewerten und ggf. zu vergleichen. Der prinzipielle Aufbau des ATL-Prüfstandes ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

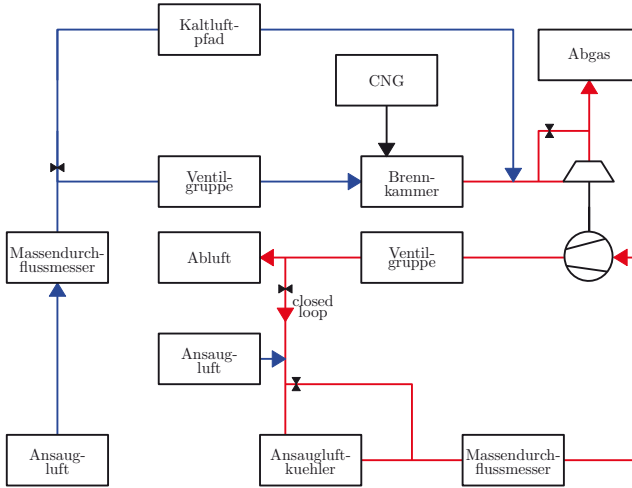


Abbildung 4.2: Aufbau des Brennkammerprüfstands, schematisch

Die Turbine des zu vermessenden Aufladeaggregats wird entweder mit Kaltluft, oder definiertem Abgas aus einer Brennkammer, in der compressed natural gas [Erdgas] (CNG) verbrannt wird, beaufschlagt. Neben einer Vielzahl an Temperatur- und Druckmessgrößen wird auch die Drehzahl des Laders erfasst. Die Vermessung kann sowohl komplett automatisiert, als auch im manuellen Betrieb erfolgen. Im Automatikbetrieb werden beispielsweise die Pump- und Stopfgrenze des zu untersuchenden Verdichters automatisch erkannt, sodass die Erstellung eines Kennfeldes ohne manuellen Eingriff erfolgen kann. Im Allgemeinen kann der Verdichterkreislauf in einer open loop und in einer closed loop Variante betrieben werden. Im erstgenannten Modus saugt der Verdichter vorkonditionierte Ansaugluft an, im geschlossenen Modus wird die einmalig angesaugte Luft nach dem Verdichten gekühlt und erneut angesaugt.

Der Brennkammerprüfstand wird durch die in Tabelle 4.1 auf der nächsten Seite genannten Daten charakterisiert.

Tabelle 4.1: *Charakteristische Daten des Brennkammer-Prüfstands*

Turbine	
Durchsatzspanne	0,003 - 0,8 <i>kg/s</i>
max. Druck Turbineneintritt	7 <i>bar</i>
max. Temperatur Turbineneintritt	1050 °C
<hr/>	
Verdichter	
Durchsatzspanne	0,003 - 0,7 <i>kg/s</i>
Temperatur Verdichtereintritt	20°C
max. Druck Verdichteraustritt	4 <i>bar</i>
max. Temperatur Verdichteraustritt	270 °C

Für die im Rahmen der Arbeit erfolgten Versuche wurde lediglich die sog. kalte Seite, also der Verdichterpfad ohne aktivierte Brennkammer verwendet. Genauer zum Messaufbau findet sich in Abschnitt 6.5.6 auf Seite 88.

Kapitel 5

Elektrischer Nennleistungsbooster

5.1 Vorüberlegung und Einsatzzwecke

Der Einsatz eines elektrischen Zusatzverdichters ist insbesondere im Low-End-Torque (LET)-Bereich bereits hinreichend bekannt. Hierbei wird die Luftversorgung des Verbrennungsmotors bei Nennleistung solitär durch den ATL bereitgestellt, bei transienten Beschleunigungsvorgängen ist der auf Nennleistung ausgelegte ATL vergleichsweise träge, sodass ein eZV zugeschaltet wird. Da dieses Aggregat im Betrieb elektrische Energie benötigt, muss diese - sofern angefordert - im Verbrauchszyklus verrechnet werden, was sich negativ auf den Gesamtverbrauch auswirkt. Überdies wird der auf Nennleistung ausgelegte ATL in der Teillast - und dort wird der Verbrennungsmotor im Gros seines Lebens betrieben - außerhalb seines Wirkungsgradoptimums betrieben, was ebenso zu höheren Verbrauchsangaben führt. Ausgehend von einem 2,0l - Dieselmotor ergeben sich zwei Szenarien für einen möglichen Einsatz eines eZV:

- An einem vorhandenen 2,0l - Diesellaggregat soll die Nennleistung um etwa 20% angehoben werden. Dies soll bestenfalls verbrauchs- und emissionsneutral geschehen. Da die Verbrauchs- und Emissionsangaben in Prüfzyklen wie dem Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP)-Zyklus ermittelt werden, ist die Prämisse also, dass sich der leistungsgesteigerte Motor dort analog der Basis verhält. Dies legt die Beibehaltung des Aufladesystems nahe. Um mit dem identischen Aufladesystem, in diesem Fall ein VTG-Lader, jedoch eine gesteigerte Nennleistung darstellen zu können, bedarf es einer Sonderform des eZV, dem Nennleistungsbooster (NLB). Dieser NLB ist so ausgelegt, dass er die bei Volllast notwendigen, verhältnismäßig geringen zusätzlichen Massenströme bei hohen Druckverhältnissen bereit stellen kann. Analog der in Kapitel 2.1 auf Seite 2 dargestellten Registeraufladung wird der NLB parallel zum VTG-Turbolader betrieben. Details des Systemaufbaus sind in Abschnitt 5.3 auf Seite 29 zu finden. Der Charme dieses Typs eZV liegt darin begründet, dass er während eines Standardzyklus nicht aktiviert - und somit nicht bilanziert - werden muss.
- Basierend auf dem zuvor genannten 2,0l - Dieselmotor kann ein weiteres Szenario abgeleitet werden: Der Kunde wünscht eine Verbesserung des Teillastverbrauchs bei gleichbleibenden Fahrleistungen, also gleichbleibender Leistungskurve. Auch dieser Forderung kann mit einem ähnlichen Vorgehen Rechnung

getragen werden. Um den Verbrauch zu senken, wird ein kleinerer ATL verbaut, im vorliegenden Fall der des 1,6 *l* - Derivats. Bedingt durch die Tatsache, dass der Lader besser für die Teillast dimensioniert ist, arbeitet er mit besseren Wirkungsgraden und führt somit bei entsprechender Applikation zu einem niedrigeren Verbrauch. Um die identische Nennleistung wie das Basisaggregat bereitstellen zu können, ist der ATL jedoch unterdimensioniert. Dies ist der Einsatzzweck des NLB, der die entsprechende Differenz zwischen Ist- und Soll-Massenstrom beim entsprechenden Druckverhältnis bereitstellt.

Beide Szenarien werden im Folgenden ausführlich erläutert und sowohl in der Simulation, als auch im Prüfstandsversuch untersucht und bewertet.

Darüber hinaus bietet der NLB weitere Einsatzfelder: Die Abgasnachbehandlung (AGN) wird aufgrund zunehmend strengerer Gesetze und Grenzwerte immer komplexer und hat das Bestreben, die Emissionsreduzierung unter allen Betriebsbedingungen zu gewährleisten. Es sind Betriebszustände denkbar, bei denen beispielsweise mehr Sauerstoff zur AGN benötigt wird, als im Abgas vorhanden ist. Hierbei wäre es durchaus vorstellbar, vermutlich verbunden mit einem erhöhten Aufwand für Verrohrung und Applikation, ähnlich einer Sekundärlufteinblasung der AGN Luft und somit Sauerstoff zuzuführen. Besondere Bedeutung erhält diese Option im Hinblick auf Hybridfahrzeuge, die nennenswerte Streckenanteile rein elektrisch zurücklegen und somit keinen Abgasmassenstrom zur Verfügung stellen, wodurch eventuell laufende Abgasnachbehandlungsprozesse zum Erliegen kommen können.

5.2 Komponentenaufbau

5.2.1 Basismotor

Beim im Zuge dieses Projekts verwendete Basismotor handelt es sich um einen Motor der OM654-Motorenfamilie. Das Dieselaggregat verfügt über eine einstufige VTG-Aufladung, Mehrwege-Abgasrückführung (AGR) sowie eine motornahe Abgasnachbehandlungseinheit, welche aus einem Dieseloxydationskatalysator (DOC), einer AdBlue®-Einspritzung, einem Dieselpartikelfilter (DPF) sowie einem Selective Catalytic Reduction (SCR)-Baustein besteht. Der Vierzylindermotor verfügt über ein Kurbelgehäuse und einen Zylinderkopf aus Aluminium. Bei einem Zylinderabstand von 90 *mm* wird ein Hub-/Bohrungsverhältnis von 1,12 (Bohrung: 82 *mm*, Hub: 92,3 *mm*) dargestellt. Durch eine Schränkung der senkrechten Zylinderachse im Verhältnis zur Kurbelwellenmitte des Triebwerks von 12 *mm* können Reibungs- und Packagevorteile genutzt werden. [25] Tabelle 5.1 auf der nächsten Seite zeigt die wichtigsten Kenndaten des Basismotors.

Tabelle 5.1: *Kenndaten des Basistriebwerks, aus [25]*

Motorbauart	R4-Dieselmotor
Bohrung x Hub	82 x 92,3 mm
Zylinderabstand	90 mm
Hubraum	1950 cm ³
Nennleistung (bei Drehzahl)	143 kW (3800 min ⁻¹)
Nennmoment (bei Drehzahl)	400 Nm (1600 - 2600 min ⁻¹)
Maximaler, effektiver Mitteldruck	25,8 bar
Kurbelgehäuse	Aluminium mit Nanoslide-Zylinderlaufbahn, Schränkung 12 mm zur Gegendruckseite, Lanchester-Ausgleich
Zylinderkopf	Aluminium, 4-Ventil DOHC
Triebwerk	Stahlkolben, geschmiedete Kurbelwelle, 5-fach gelagert
Verdichtungsverhältnis	15,5
Einspritzung	Common Rail mit 8-Loch Piezo Servo Injektor, maximaler Einspritzdruck 2050 bar
Aufladung	1-stufige VTG-Aufladung
Abgasrückführung	Mehrwege-AGR: Gekühlte Hoch- und Niederdruck-AGR
Abgasnachbehandlung	AdBlue-DeNOx, motornahe Kombibox mit DOC, sDPF, SCR
Motorgewicht	702007 DIN GZ (trocken) 168 kg, fahrfertig 208 kg inkl. motornaher Abgaslage
Emissionsstufe	Euro 6-2, Auslegung für WLTP und Real Driving Emissions (RDE)

Für detaillierte Informationen zum Basistriebwerk, insbesondere hinsichtlich Brennverfahren und Emissionen sei auf [25] verwiesen.

5.2.2 Nennleistungsbooster

Der Nennleistungsbooster ist in seiner aktuellen Ausprägung das Produkt langwieriger Überlegungen und Matching-Berechnungen. Erste Abschätzungen und Simulationen hierzu wurden von Kuhn [30] im Zuge unternehmensinterner Untersuchungen durchgeführt. Zum Zeitpunkt der Erstellung der vorliegenden Arbeit lagen hierzu keine öffentlich zugängigen Publikationen vor. Zunächst war es für das Matching notwendig, die aerodynamischen Kenndaten des NLB zu definieren. Da der NLB parallel zum Abgasturbolader fördern muss, ist das zu erreichende Druckverhältnis mit $\Pi > 3$ bereits vorgegeben. Da die Antriebsleistung des Nennleistungsboosters über einen Generator an der Kurbelwelle entnommen werden soll, muss die Be-

stimmung des zusätzlichen Luftbedarfs für die Leistungssteigerung um 20% iterativ erfolgen.

Prinzipiell gilt die in Gleichung (5.1) dargestellte Annahme für den Luftmassenstrom, der durch den NLB zur Verfügung gestellt werden muss.

$$\dot{m}_{L,P-Ziel} - \dot{m}_{L,Basismotor} = \dot{m}_{L,NLB} \quad (5.1)$$

Darüber hinaus lässt sich der Luftbedarf für die Erreichung einer Motorleistungssteigerung um 20% bei identischem Lambda überschlägig wie in Gleichung (5.2) dargestellt berechnen.

$$\dot{m}_{L,P-Ziel} = \dot{m}_{L,Basismotor} \cdot 1,2 \quad (5.2)$$

Die vom NLB zu erbringende mechanische Verdichtungsleistung lässt sich gemäß Gleichung (5.3) bestimmen.

$$P_{mech,NLB} = \frac{\dot{m}_{L,NLB} \cdot T_1 \cdot c_p}{3600 \cdot \eta_V} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (5.3)$$

Um die korrekte Belastung der Kurbelwelle zu berechnen, müssen die entsprechenden Wirkungsgrade mit einbezogen werden. Hierbei ergibt sich, ausgehend von der zuvor bestimmten, mechanisch zu erbringenden Verdichterleistung, die in Gleichung (5.4) aufgezeigte Wirkungsgradkette und daraus wiederum die an der Kurbelwelle zusätzlich auftretende Last.

$$P_{mech,NLB} \cdot \eta_{e-Motor} \cdot \eta_{e-Speicher} \cdot \eta_{Generator} = P_{KW-Last} \quad (5.4)$$

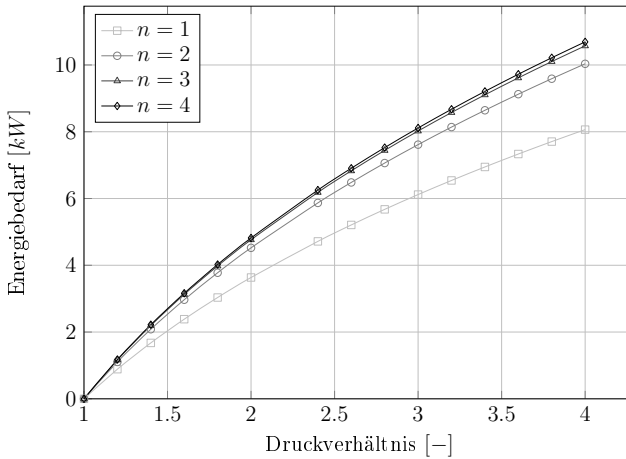
Da die Belastung der Kurbelwelle ebenfalls kompensiert werden muss, steigt der benötigte Luftbedarf des Motors, sodass die letztendliche Bestimmung der Luftmasse, welche vom NLB zur Verfügung gestellt werden muss, wie in Gleichung (5.5) dargestellt iterativ berechnet wird.

$$\dot{m}_{L,NLB,(n+1)} = \dot{m}_{L,P-Ziel,n} - \dot{m}_{L,Basismotor,n} + \dot{m}_{L,KW-Last,n} \quad (5.5)$$

Unter Annahme der in Tabelle 5.2 auf der nächsten Seite notierten Wirkungsgrade ergeben sich für die Auslegung des Nennleistungsboosters folgende, in Abbildung 5.1 auf der nächsten Seite grafisch dargestellte Zusatzleistungsbedarfe in Abhängigkeit vom jeweils zu liefernden Druckverhältnis.

Tabelle 5.2: Angenommene Wirkungsgrade zur Auslegung des Nennleistungsboosters

Symbol	Beschreibung	Wert	Einheit	Basis
$\eta_{e-Motor}$	Wirkungsgrad Elektromotor im NLB	0,95	[]	Simulation
$\eta_{e-Speicher}$	Wirkungsgrad Energiespeicher	0,95	[]	Messungen
$\eta_{Generator}$	Wirkungsgrad Generator an Kurbelwelle	0,95	[]	Messungen
$\eta_{Verdichter}$	Verdichterwirkungsgrad NLB	0,75	[]	Erfahrungswert

**Abbildung 5.1:** Leistungsbedarf des NLB in Abhängigkeit vom aufzubringenden Druckverhältnis

Durch die Berechnungen ergeben sich die in Tabelle 5.3 dargestellten Auslegungskriterien für den Zusatzverdichter.

Tabelle 5.3: Auslegungskriterien für den Zusatzverdichter

Symbol	Beschreibung	Wert	Einheit	Basis
$\Pi_{V,NLB}$	Druckverhältnis	3,5	[]	Berechnung
$\dot{m}_{L,NLB}$	Luftmassenstrom NLB	220	[kg/h]	Berechnung
n_{NLB}	Drehzahl NLB	100.000	[min ⁻¹]	Vorgabe e-Maschine

Ein Verdichterrad, welches mit den in Tabelle 5.3 genannten Kriterien ausgelegt wird, weist erfahrungsgemäß eine Form auf, welche diverse Nachteile mit sich bringt.

Aufgrund des hohen Druckverhältnisses bei gleichzeitig verhältnismäßig geringem Durchsatz und der durch den Elektromotor limitierten Drehzahl wird das Rad ein hohes Verhältnis von Austritts- zu Eintrittsdurchmesser ($> 100\text{ mm}$ zu $< 30\text{ mm}$) sowie eine geringe Radhöhe ($< 20\text{ mm}$) bzw. Schaufelhöhe ($< 15\text{ mm}$) aufweisen. Diese Form ist zum einen wirkungsgradungünstig, zum anderen erzeugt ein solches Raddesign auch einen nicht unerheblichen Axialschub, wodurch die elektrische Antriebseinheit hohe Belastungen erfährt.

Um diese Nachteile zu kompensieren und darüber hinaus weitere Optimierungsmöglichkeiten zu generieren, wird der Nennleistungsbooster zweistufig ausgelegt. Das jeweilige Stufendruckverhältnis liegt deutlich unterhalb des zu erzielenden Gesamtdruckverhältnisses, sodass ein wirkungsgradoptimales Raddesign ermöglicht wird. Ferner bietet sich durch die Zweistufigkeit gegebenenfalls die Möglichkeit, eine Zwischenkühlung zwischen den Stufen einzubringen. Aufgrund der Anordnung der beiden Verdichter auf einer Welle mit einander zugewandten Radrücken werden Axialschübe weitgehend nivelliert, sodass die mechanische Belastung von Lagerung und e-Maschine gering gehalten werden kann. Abbildung 5.2 zeigt den Nennleistungsbooster in einer 3D-Darstellung.

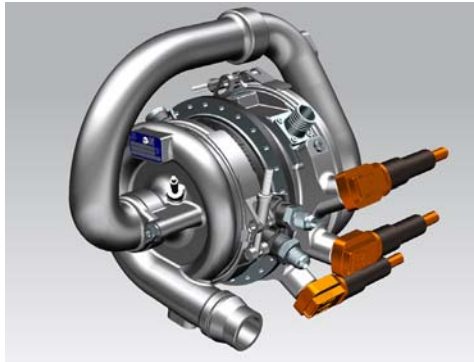


Abbildung 5.2: CAD-Darstellung des Nennleistungsboosters

5.3 Systemaufbau und Funktionsweise

Das Aufladesystem zur Einbindung der Komponente Nennleistungsbooster ist allgemein aus einem VTG-Abgasturbolader und dem elektrisch angetriebenen, zweistufigen Verdichter zusammengesetzt. Hierbei sind der Verdichter des ATL und die beiden in Reihe geschalteten Verdichter des NLB - analog der eingangs beschriebenen Registeraufladung - parallel angeordnet. Während der Turbolader über den gesamten Betriebsbereich des Verbrennungsmotors in Betrieb ist, wird der Nennleistungsbooster nur bei entsprechend hoher Lastanforderung zugeschaltet.

Hierdurch kann das Volllast-Betriebsverhalten optimiert und das Eckmoment über ein breiteres Drehzahlband gehalten werden. Abbildung 5.3 stellt den Systemaufbau schematisch dar.

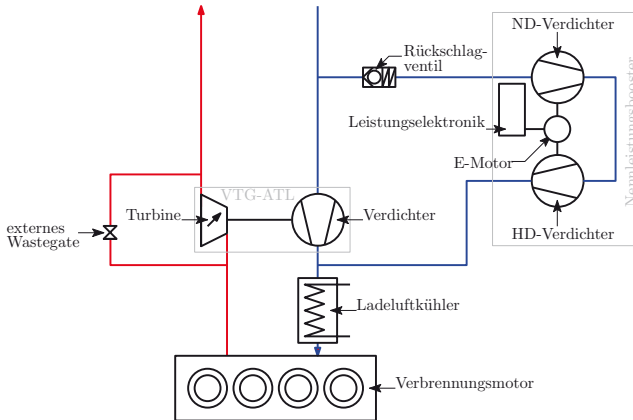


Abbildung 5.3: Systemaufbau zum Einsatz des Nennleistungsboosters, schematisch

Im Gegensatz zur Registeraufladung findet eine Aufteilung der Massenströme beim Einsatz eines Nennleistungsboosters nur ladeluftseitig statt. Da die Turbine des VTG-Laders ständig mit dem vollen Abgasmassenstrom beaufschlagt wird und dieser konträr zur Registeraufladung beim Zuschalten des NLB nicht auf mehrere Turbinen aufgeteilt werden muss, können Ladedruckeinbrüche einfacher vermieden werden. Da der Nennleistungsbooster unabhängig von Verbrennungsmotor, Abgasmassenstrom oder ATL-Drehzahl angesteuert werden kann, ergibt sich ein Freiheitsgrad, der als deutlicher Vorteil gegenüber einer konventionellen Registeraufladung angesehen werden kann.

Zum Verständnis der Funktionsweise des Aufladesystems wird ein typischer Use-Case herangezogen: Ein Fahrer fährt mit seinem Fahrzeug mit Richtgeschwindigkeit auf der Autobahn. Um die dafür notwendige Leistung bereitzustellen, ist der VTG-Lader völlig ausreichend, der NLB inaktiv. In diesem Betriebsbereich muss ein Rückströmen des vom ATL generierten Ladedrucks über den NLB in die Saugstrecke vermieden werden. Hierzu ist am Nennleistungsbooster saugseitig ein Rückschlagventil installiert, welches das Rückströmen blockiert. Ausgehend von diesem Fahrzeugzustand möchte der Fahrer sein Fahrzeug auf Geschwindigkeiten nahe der Höchstgeschwindigkeit beschleunigen. Hierzu reicht die durch den ATL bereitgestellte Luftmenge nicht aus, sodass der NLB zugeschaltet werden muss. Ein integrierter Startergenerator (ISG) oder Riemenstartergenerator (RSG) dient dazu, die zum Antreiben benötigte Energie direkt an der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors zu entnehmen, um einen kontinuierlichen Betrieb des NLB zu gewährleisten. Wird der Elektromotor (EM) des NLB aktiviert, ergibt sich eine Drehzahlerhöhung am NLB. Sobald die Drehzahl erreicht ist, bei der der Verdichtungsdruck des NLB dem

des ATL gleicht, fördern der NLB und der konventionelle ATL parallel. Da durch das Fördern des NLB der Druck nach dem Rückschlagventil geringer als der Umgebungsdruck ist, ist dieses geöffnet und ermöglicht eine kontinuierliche Förderung. Hierbei folgt der Ladedruck des NLB per Regelung dem vom VTG-Lader vorgegebenen Druck, indem die Drehzahlvorgabe des NLB entsprechend angepasst wird. Für Details zur Regelungsstruktur sei auf Abbildung 5.13 auf Seite 45 und den begleitenden Text verwiesen. Da die gesteigerte Luftmasse den Motor als Abgasmassenstrom verlässt, muss die VTG des Turboladers stark geöffnet werden, um Überdrehzahlen zu vermeiden. Überdies ist aus dem selben Grund ein zusätzliches, externes Wastegate (WG) verbaut. Dieses erlaubt - auch bei vollständig geöffneten VTG - Regeleingriffe am ATL. Wie bei der Registereaufladung liegt die Komplexität dieses Systems im Zu- bzw. Abschalten des zusätzlichen Aufladeaggregats begründet, wobei hierbei der Freiheitsgrad in der elektronischen Ansteuerung des zweiten Verdichters einen deutlichen Vorteil bezüglich Applikation bieten sollte.

Erste Überlegungen zu dieser Thematik sind in einem europäischen Patent der Firma Steyr-Nutzfahrzeuge AG aus dem Jahr 2000 veröffentlicht. [40] Hierzu existieren jedoch keine weiteren Veröffentlichungen und das System wurde nicht im Serieneinsatz verwendet. Durch die seitens Steyr vorgesehene Anordnung der Rückschlagventile auf der Druckseite der Verdichter ergeben sich im Hochlauf der Verdichter Probleme mit Verdichterpumpen. In den im weiteren Verlauf der Arbeit vorgestellten Simulationen und Versuchen wurden die Rückschlagventile auf der Saugseite der Verdichter angeordnet, womit ein Pumpen effektiv vermieden werden kann.

5.4 Simulation

5.4.1 Basisauslegung

Zunächst wird für die in Abschnitt 5.1 auf Seite 24 beschriebenen Varianten eine entsprechende Basis definiert. Das erste Szenario, also eine Leistungssteigerung des bisher einstufigen 2,0 l - Dieselaggregats, legt nahe, das entsprechende Aggregat als Basis zu verwenden. Für die zweite Variante, die Beibehaltung der Nennleistung bei gleichzeitiger Erreichung besserer Teillastverbräuche, bietet es sich an, den bekannten ATL des 1,6 l - Derivates zu verwenden. Bis auf die unterschiedlichen Hubräume, Abgasturbolader und Bedatungen sind beide Motorvarianten bezüglich Peripherie und Leitungsführung grundsätzlich identisch. Abbildung 5.4 auf der nächsten Seite zeigt die simulierte Vollastkurve des Basismotors.

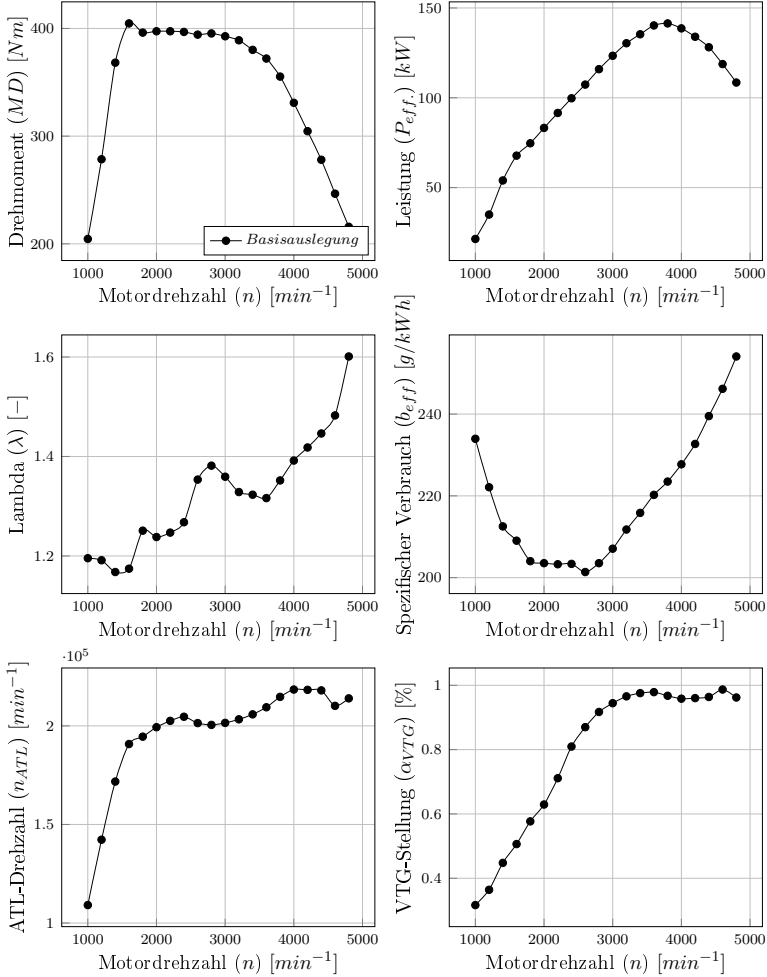


Abbildung 5.4: Simulierte Motordaten der Basisauslegung ohne Nennleistungsbooster

Es ist zu erkennen, dass die Nennleistung des Aggregats erreicht wird. Ebenfalls ist das für den Motor typische, früh anliegende Eckmoment, sowie das große Drehmomentplateau ersichtlich. Verbrauch, ATL-Drehzahl und VTG-Stellung zeigen ebenfalls typische Verläufe.

5.4.2 Verbrauchspotenzial

Prinzipiell gilt es zu klären, ob - und in welcher Größenordnung - durch die Verwendung des kleinen Abgasturboladers Verbrauchspotenziale gefunden werden können. Hierzu wird zunächst von beiden Varianten je ein komplettes Stationärkennfeld simuliert. Durch die Bildung des in Abbildung 5.5 dargestellten Differenzenkennfeldes können die entsprechenden Vor- und Nachteile visualisiert und bewertet werden. Hierbei symbolisieren Bereiche mit positivem Vorzeichen einen Verbrauchsvorteil des kleineren Abgasturboladers, Bereiche mit negativem Vorzeichen einen Vorteil des größeren Pendants.

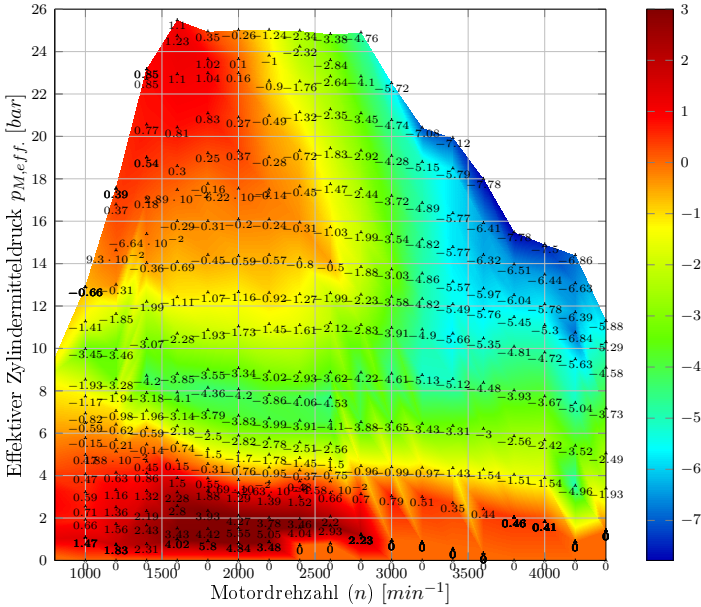


Abbildung 5.5: Differenzenkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, simuliert

Wie in Abbildung 5.5 zu erkennen, existieren insbesondere im Drehzahlbereich unter 2600 min^{-1} und bis 5 bar Mitteldruck große Bereiche, in denen der kleinere Abgasturbolader zum Teil signifikante Verbrauchsvorteile zeigt. Darüber hinaus zeigt er weitere Vorteile im genannten Drehzahlbereich ab etwa 14 bar Mitteldruck bis hin zur Vollast. Die augenscheinlichen Nachteile im mittleren Mitteldruckbereich könnten in der Realität durch eine entsprechende Applikation behoben werden. Es wäre beispielsweise möglich, den Einspritzzeitpunkt verbrauchsgünstig zu wählen und hierfür gegebenenfalls erhöhte Rohemissionen bei den verhältnismäßig geringen Massenströmen zu akzeptieren. Auch eine Anpassung der VTG-Stellung, ggf. mit geringfügigen Einbußen im Ladedruck, im Gegenzug aber mit einem besseren

Ladungswechsel würde eine applikative Maßnahme zur Verbrauchsoptimierung darstellen. Letztendlich bewegt man sich an jedem Lastpunkt in einem gewissen Trade-off zwischen Verbrauch und Emissionen. Ob die Applikation eher verbrauchs- oder eher emissionsoptimiert eingestellt wird, entscheidet die Betriebsstrategie.

Es gilt darüber hinaus zu validieren, dass beim Einsatz des kleinen ATL in Standard-Prüfzyklen tatsächlich keine Zuschaltung des NLB erfolgen muss. Hierfür wird eine Auswertung der Betriebspunkte eines WLTP-Zyklus eines in Frage kommenden Fahrzeuges in die Drehmomentkennlinie übertragen. Es wird ein Zyklus der Art Test Mass High (TMH) ausgewählt, da dieser für die vorliegende Konfiguration die schwierigere Variante darstellt.

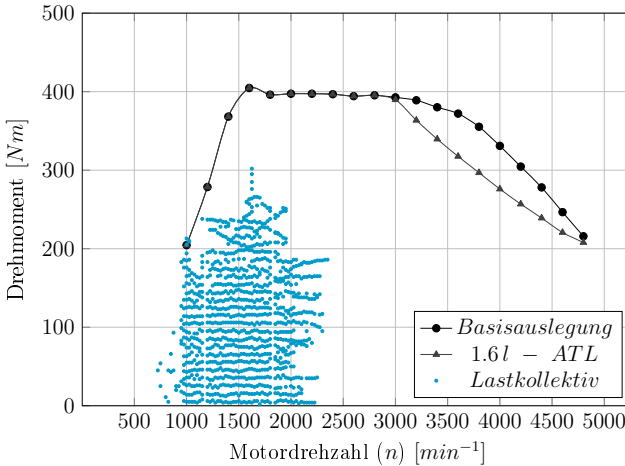


Abbildung 5.6: Simulierte Volllastlinie unter Verwendung des 1,6l-ATL im Vergleich mit real gemessenem Lastkollektiv

Wie aus Abbildung 5.6 ersichtlich, liegen alle Betriebspunkte unterhalb der Volllastlinie und sind somit ohne Einsatz des NLB zu fahren. Bei dem dargestellten Lastkollektiv handelt es sich um einen gefilterten Datensatz, bei dem aus Darstellungsgründen ähnliche Werte zusammengefasst wurden. Die Dichte der Punktwolke repräsentiert deshalb nicht die tatsächliche Häufigkeitsverteilung der jeweiligen Drehzahl-/Drehmomentbereiche - vielmehr liegt der Fokus darauf, Extrempunkte, die ggf. die Volllastlinie übertreffen könnten, korrekt darzustellen. Durch den Einsatz des kleineren Abgasturboladers ergibt sich darüber hinaus eine zumindest geringfügige Reduktion der Oberflächen und Massen auf der heißen Seite. Da somit weniger Enthalpie zum Durchheizen des ATL-Gehäuses benötigt wird, steht mehr Abgasenthalpie zum Heizen der Abgasnachbehandlungseinrichtung zur Verfügung. Dies resultiert, insbesondere in Zyklen wie dem Transport for London (TFL) - Zyklus in einer deutlichen Reduktion der Heizeinspritzungen und somit des Verbrauchs.

5.4.3 Performancepotenzial

Hauptansinnen bei der Verwendung des Nennleistungsboosters - das legt bereits der Name nahe - ist die Steigerung der Nennleistung. Um die Auslegung des NLB zu validieren, wird die Simulationsumgebung um einen zweistufigen, elektrisch angetriebenen Verdichter, die entsprechende Leitungsführung sowie Ventile, Steuerung und Regelung erweitert. Für beide Varianten werden die Vollastlinien simuliert. Hierbei wird darauf geachtet, dass die gängigen und auch für den Basismotor gültigen Applikationsgrenzwerte eingehalten werden. Diese Kriterien sind (auszugsweise) in Tabelle 5.4 dargestellt.

Tabelle 5.4: *Applikationsgrenzwerte für den Einsatz des NLB*

Symbol	Beschreibung	Wert	Einheit
T_3	Temperatur am Turbineneintritt	860	[°C]
p_{Inj}	Einspritzdruck	2050	[bar]
T_{2VR}	Verdichteraustrittstemperatur	212	[°C]
$p_{M,max.}$	Maximaler, gemittelter Zylinderdruck	190	[bar]
$P_{NLB,dauer}$	Maximale NLB - Dauerleistung	12	[kW]
$P_{NLB,peak}$	Maximale NLB - Peakleistung	20	[kW]

Abbildung 5.7 auf der nächsten Seite zeigt die Vollastkurven mit aktiviertem Nennleistungsbooster im Vergleich zu den Basis-Vollastkurven für beide Ladervarianten.

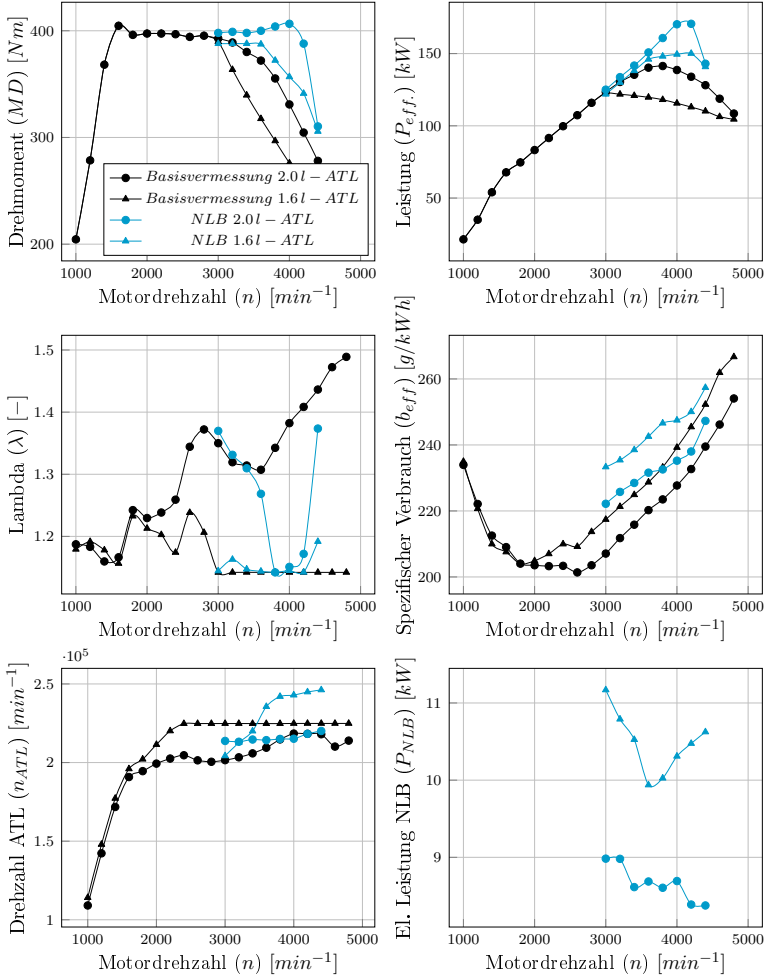


Abbildung 5.7: Vollastkurve mit Nennleistungsbooster gegenüber der Basis für beide ATL-Versionen

Wie der oben dargestellten Grafik zu entnehmen, werden die avisierten Leistungsziele für beide Ladervarianten erreicht. Vergleicht man die Messungen mit dem 2.0l-ATL (Punkte), so zeigt sich, dass durch den Einsatz des NLB im Vergleich zur Basis die Motorleistung um mehr als 20% gesteigert werden kann. Hierbei werden die motorseitigen Grenzwerte, beispielsweise für die Abgastemperatur vor Turbine (T_3) eingehalten. Auch die Laderdrehzahl entspricht der Maximaldrehzahl im konventionellen Betrieb. Der Fokus der Simulation wurde darauf gelegt, die maximal

mögliche Leistung darzustellen. Hierfür wurden die Grenzbereiche, beispielsweise beim λ , komplett ausgenutzt, wodurch die Größe nicht vergleichbar ist. Da das Leistungsziel jedoch übererfüllt wurde, könnte durch eine entsprechende Rücknahme der Einspritzmenge das λ angehoben werden. Der spezifische Verbrauch ist im Vergleich zur Basis erhöht, da beim Einsatz des Nennleistungsboosters die bereits beschriebene Wirkungsgradkette von Generator, Leistungselektronik und Elektromotor im Nennleistungsbooster berücksichtigt wurde. Bei Betrachtung der 1.6l-Ladervarianten (Dreiecke) zeigt sich ein ähnliches Bild. Hier wurde bereits bei der Basis die maximal darstellbare Leistung simuliert, wiederum begrenzt durch λ . In dieser Simulation wurde auch bei der Variante mit Nennleistungsbooster größtenteils in der λ -Begrenzung gefahren, wodurch eine höhere Leistung darstellbar war, als die der 2.0l-Laderbasis. Würde die Leistung auf das Niveau der Basis mit 2.0l-ATL eingestellt werden, ergäben sich höhere λ -Werte und ggf. ein verbesserter spezifischer Verbrauch. Im Allgemeinen bewegt sich der elektrische Leistungsbedarf im Rahmen der in Abschnitt 5.2.2 auf Seite 26ff. getroffenen Abschätzungen. Insbesondere bei Verwendung des 1.6l-ATL ist jedoch nur ein geringer Abstand zur Dauerleistungsfähigkeit des NLB gegeben.

5.4.4 Emissionspotenzial

Neben der zuvor vorgestellten Verringerung des CO_2 - Ausstoßes im Teillastbereich durch die Verwendung des kleineren Turboladers bietet der NLB selbst eine Möglichkeit zur positiven Beeinflussung der Abgasnachbehandlung. Wie Betz und Schick in [6], [7] & [8] feststellen, kann eine DPF-Regeneration auch bei stehendem Verbrennungsmotor fortgeführt werden, sofern ein entsprechender Luftstrom durch das Abgasnachbehandlungssystem gewährleistet ist. Über eine Leitung, welche die Ansaugung und die Abgasnachbehandlung verbindet, kann der Nennleistungsbooster eingesetzt werden, um das Nachbehandlungssystem zu belüften und so die DPF-Regeneration zu unterstützen. Wird stromauf des ATL-Verdichters ein weiteres Rückschlagventil eingefügt, kann hierfür sogar eine Hochdruck-AGR-Leitung verwendet werden. Abbildung 5.8 auf der nächsten Seite zeigt den dafür notwendigen Aufbau in schematischer Darstellung.

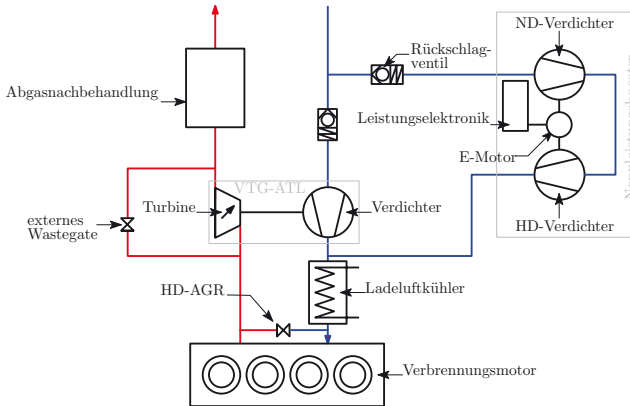


Abbildung 5.8: Systemaufbau zum Einsatz des Nennleistungsboosters zur Unterstützung der DPF-Regeneration

Der hierfür zu durchströmende Pfad beginnt in der Ansaugung und verläuft über das Rückschlagventil zum Nennleistungsbooster. Dort wird die Luft verdichtet und über das geöffnete Hochdruck-AGR-Ventil und das geöffnete externe WG zur Abgasnachbehandlung gefördert. Ggf. kann, wie Betz und Schick in [8] beschreiben, ein Heizelement stromauf der Abgasnachbehandlung eingefügt werden, um den Luftstrom zusätzlich zu erhitzen. Da der Fokus der Arbeit auf der Aufladung selbst und weniger auf der Abgasnachbehandlung liegt, wird an dieser Stelle auf eine detailliertere Untersuchung verzichtet. Die dargestellte Konfiguration ermöglicht es überdies, den NLB zusätzlich zu seiner ursprünglichen Funktionsweise zu betreiben. Da ein Rückströmen der durch den Nennleistungsbooster verdichteten Luft über den ATL-Verdichter durch das zweite Rückschlagventil verhindert wird, könnte der NLB eingesetzt werden, um das transiente Ansprechverhalten zu verbessern, also bei einer Lastanforderung Ladedruck oder zumindest einen ersten Ladedruckimpuls bereitstellen, bis der ATL-Verdichter eine entsprechende Drehzahl erreicht. Da dies jedoch nicht Kern des eigentlichen Einsatzzweckes ist, wird an dieser Stelle auf eine weitere Untersuchung verzichtet.

5.4.5 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

Unter Verwendung des Tools *GT Power* wurde zunächst die Basis der beiden zu untersuchenden Motor-/Aufladekonfigurationen simuliert. Es wurde bei beiden Varianten ein spezifisches Verbrauchskennfeld simuliert und daraus ein Differenzenkennfeld abgeleitet, in dem große Bereiche identifiziert werden konnten, in denen der kleinere Lader bei identischer Bedatung Verbrauchsvorteile generiert. Es wurden allerdings ebenfalls Bereiche mit Verbrauchsnachteilen aufgezeigt, von denen sich jedoch ein Teil in der Realität durch die beschriebenen applikativen Eingriffe beheben ließe.

Darüber hinaus wurde die Volllast-Linie der Kombination 2,0l-Motor und kleinem ATL mit einem Lastkollektiv eines zur Verwendung in Frage kommenden Fahrzeugs auf einem WLTP-Zyklus mit TMH verglichen. Dieser Zyklus ist sehr dynamisch und realitätsnah. Es konnte gezeigt werden, dass mit der Motor-/Aufladekonfiguration alle Punkte des Lastkollektivs auch ohne den Einsatz des NLB abgedeckt werden können.

Durch eine Simulation der jeweiligen Volllastkurven von großem und kleinem ATL konnten die angedachten Leistungsziele plausibilisiert werden. Ebenso wurde geprüft, ob die Volllast unter Einhaltung der vorgegebenen Grenzwerte darstellbar ist.

5.5 Vermessung

5.5.1 Basisvermessung

Bei der Basisvermessung gilt es zunächst, den Grundmotor vollumfänglich zu vermessen, um nach erfolgter Änderung der Komponenten, in diesem Fall nach Installation des Nennleistungsboosters, entsprechende Veränderungen eindeutig bewerten zu können. Darüber hinaus gilt die Basisvermessung als Funktionsprüfung des Aggregats, da der Vergleich mit bekannten Kennzahlen der Motorgeneration etwaige Auffälligkeiten zu Tage fördern würde. Überdies wird eine Volllastkurve vermessen, da sich dort in der Regel die größten Auffälligkeiten zeigen. Des Weiteren werden Niedriglastpunkte bezüglich Verbrauch und Emissionen bewertet. Abbildung 5.9 auf der nächsten Seite zeigt die Basis-Volllastkurve.

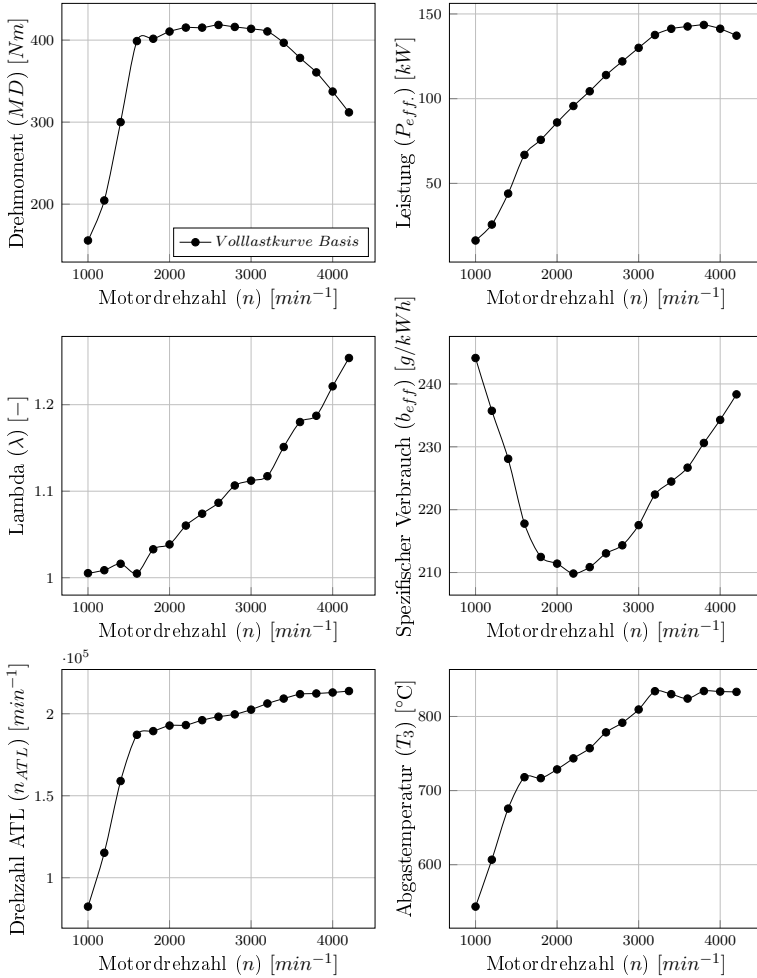


Abbildung 5.9: Vollastkurve der Basisvermessung

Analog ist das Vorgehen nach dem Tausch des ATL auf das Derivat des 1,6 l - Motors. Der Vergleich der beiden Vollastkurven ist in Abbildung 5.10 auf der nächsten Seite dargestellt.

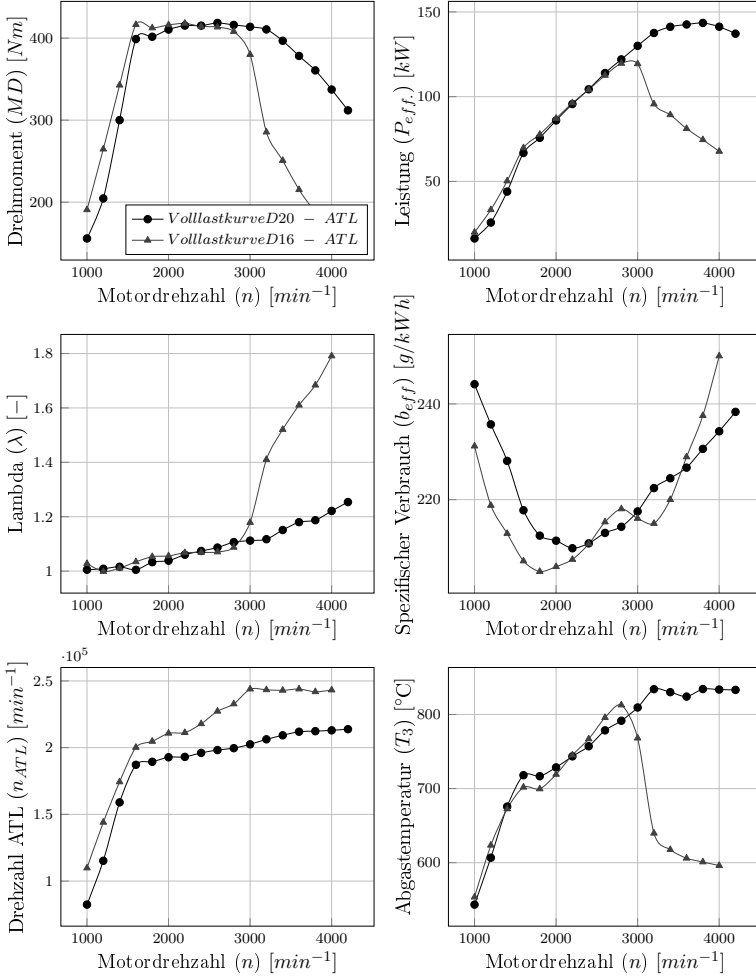


Abbildung 5.10: Vollastkurve mit D16- und D20-ATL

Bei Betrachtung der in Abbildung 5.10 dargestellten Kurvenverläufe, insbesondere der Verläufe von λ und T_3 ist der Gedanke naheliegend, eine weitere Erhöhung der Leistung (P_{eff}) durch eine Steigerung der Einspritzmenge durchzuführen, da beide Verläufe große Differenzen zur Basis aufzeigen. Leistungsbegrenzend sind an dieser Stelle jedoch nicht die genannten Größen, sondern die Turboladerdrehzahl, welche sich ab der Motordrehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ an der Grenzdrehzahl befindet. Hierbei ist die Regelreserve der VTG bereits aufgebraucht, ein weiteres Öffnen somit nicht möglich. Jegliche Erhöhung der Einspritzrate würde zwar für eine Steigerung der

Leistung, jedoch im gleichen Zuge auch für eine Überdrehzahl des ATL und somit über kurz oder lang für dessen Defekt sorgen. Erst die Einführung eines weiteren abgasseitigen Regelorgans, wie dem für den Einsatz des NLB vorgesehenen externen Wastegate, ermöglicht an dieser Stelle eine weitere Leistungssteigerung.

5.5.2 Verbrauchspotenzial

Analog zur in Abschnitt 5.4.2 auf Seite 33 dargestellten, simulativen Untersuchung des Verbrauchspotenzials erfolgt die Betrachtung der korrespondierenden Motorergebnisse. Es werden kleine Abweichungen vom Simulationsergebnis erwartet, da im Simulationsmodell zwar der Ladertausch aerodynamisch modelliert wurde, in dem Turbinen- und Verdichterkennfelder angepasst wurden, geometrische Randbedingungen wie beispielsweise leicht unterschiedliche Abgasführungen und Durchmesser jedoch nicht berücksichtigt wurden. Abbildung 5.11 zeigt das gemessene Differenzkennfeld. Die Differenzen sind prozentual angegeben. Ein positiver Wert repräsentiert einen Verbrauchsvorteil des kleineren Abgasturboladers, ein negativer Wert einen Verbrauchsnachteil.

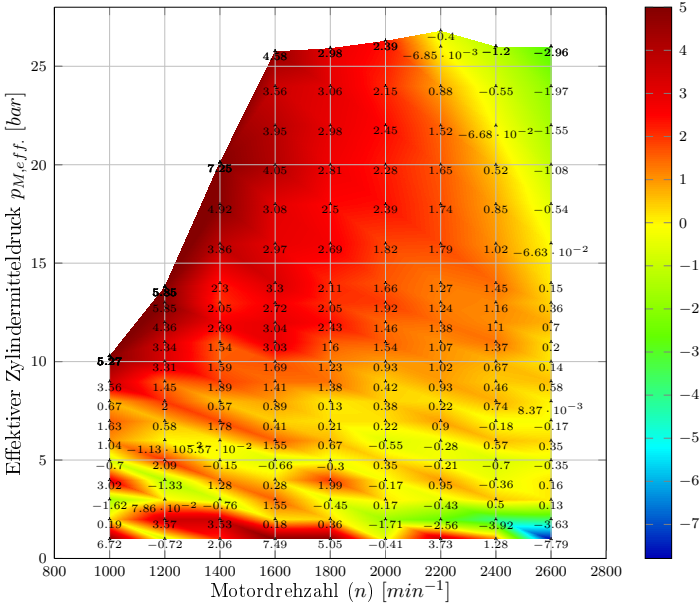


Abbildung 5.11: Differenzkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, gemessen

Wie erwartet zeigen sich im Drehzahlbereich bis $n = 2600/min$ große Bereiche mit teilweise signifikanten Verbrauchsvorteilen für den kleineren Turbolader, welche in der Messung noch ausgeprägter sind, als in der eingangs erwähnten Simulation.

Diese Unterschiede sind im Simulationsmodell begründet. In der Simulation wird der neu hinzugefügte, kleine ATL nur bezüglich der ATL-Performance geregelt. Andere Stellgrößen, wie beispielsweise die AGR-Raten sind lediglich gesteuert und basieren auf Messdaten des großen Abgasturboladers. Da hierzu zum Zeitpunkt der Simulation noch keine Messdaten vorlagen, wurden vergleichsweise konservative Abschätzungen getroffen. Im Betrieb am Verbrennungsmotor sind alle Größen entsprechend geregelt, sodass sich letztendlich eine noch bessere Performance hinsichtlich des Verbrauchs ergibt. Es ist jedoch auch ersichtlich, dass die Vorteile für den kleinen Abgasturbolader - ebenfalls wie zu erwarten - mit steigender Last und Drehzahl sinken. Bei höheren Drehzahl-Last-Kombinationen, als den in Abbildung 5.11 auf der vorherigen Seite dargestellten, wandeln sich die Vorteile zu Nachteilen. Da jedoch, wie in Abbildung 5.6 auf Seite 34 gezeigt, das Lastkollektiv eines WLTP unterhalb der im Differenzenkennfeld gezeigten Grenzen liegt, wird an dieser Stelle nicht näher auf die Nachteile eingegangen.

5.5.3 Stationäre Vollast

Die Steigerung der Nennleistung ist das erklärte Ziel beim Einsatz des Nennleistungsboosters. Hierzu wird der Prüfstandsmotor gemäß des in Abbildung 5.3 auf Seite 30 gezeigten Schemas angepasst, indem in der Ansaugstrecke vor und nach dem ATL-Verdichter Abzweigungen eingebracht werden, um die Strecke für den NLB parallel zum Verdichter des Turboladers montieren zu können. Vor dem Nennleistungsbooster wird ein Rückschlagventil in Pilzbauweise, welches mit Federkraft zugehalten wird, in die Strecke eingebracht. Dieses ist schematisch in Abbildung 5.12 dargestellt.

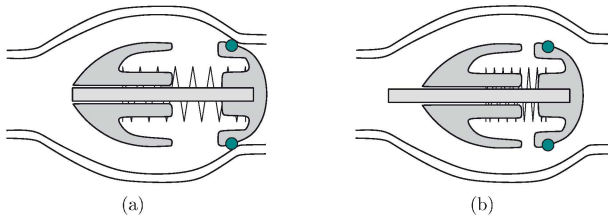
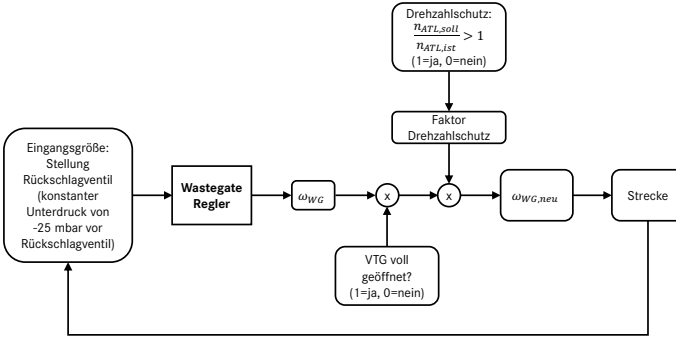


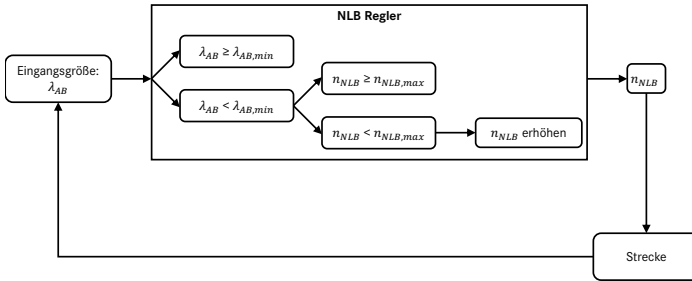
Abbildung 5.12: *Pilzventil in geschlossenen (a) und geöffnetem (b) Zustand, schematische Darstellung*

Auf der Turbinenseite wird eine Umgehungsleitung der Turbine montiert. Der Massenstrom über diese Leitung wird über ein externes Wastegate kontrolliert. Hierfür wird ein wassergekühltes Hochdruck-AGR-Ventil zweckentfremdet, da dieses sich einerseits sehr genau ansteuern lässt und andererseits dafür ausgelegt ist, den an dieser Stelle vorzufindenden hohen Drücken und Temperaturen standzuhalten. In einem ersten Schritt wird ein konventionelles Kennfeld ohne Aktivierung des NLB gefahren, um sicherzustellen, dass sich durch die Umbauten keine signifikanten negativen Einflüsse auf das Gesamtsystem ergeben.

Da in diesen Versuchen keine Auffälligkeiten zu betrachten waren, wird auf eine ausführliche Darstellung an dieser Stelle verzichtet. Nach einem Funktionstest der dem System hinzugefügten Komponenten (externes Wastegate, Nennleistungsbooster) wird zunächst die konventionelle Volllast angefahren und dann der Nennleistungsbooster aktiviert, in dem ihm eine Soll Drehzahl vorgegeben wird. Die Drehzahlvorgabe muss so gewählt bzw. eingestellt werden, dass NLB und ATL das identische Druckverhältnis liefern, um parallel fördern zu können. Überdies muss bei Aktivierung des NLB beachtet werden, dass mehr Luft in den Motor gefördert wird. Um den Turbolader vor Überdrehzahl zu schützen, muss bei Aktivierung des Nennleistungsboosters das externe Wastegate als Regelorgan eingreifen, da die VTG bereits voll geöffnet ist und über keine weitere Regelreserve verfügt. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass das externe Wastegate einerseits nicht zu spät oder zu wenig öffnet, um eine Überdrehzahl zu vermeiden, andererseits jedoch nicht zu früh oder zu stark öffnet, um ein Einbrechen der ATL-Drehzahl und somit des Ladedrucks zu vermeiden. Da dieser Vorgang jedoch innerhalb von Sekundenbruchteilen vonstattengeht, ist eine händische Einstellung nicht zielführend, weshalb für das externe Wastegate und die Nennleistungsboostersteuerung eine Regelungssoftware entworfen werden muss, welche in vereinfachter, schematischer Darstellung in Abbildung 5.13 auf der nächsten Seite dargestellt ist.



(a)



(b)

Abbildung 5.13: Regelschemata von Wastegate Regler (a) und NLB Regler (b), vereinfachte Darstellung

Mit diesen Reglern wird versucht, die Luftmenge im Motor bei zunächst gleichbleibender Nennleistung zu erhöhen, die Nennleistung also mit höherem Lambda darzustellen. Es zeigt sich, dass ein Fördern des NLB bei Nennleistung und entsprechend hohem Ladedruck des ATL zunächst nicht möglich ist. Da die komplette Ansaugstrecke jeweils vor und hinter jedem Element mit Druck- und Temperaturmesstechnik ausgestattet ist, kann das Problem auf das Rückschlagventil eingegrenzt werden. Um Luft in Richtung Motor fördern zu können, muss der Nennleistungsbooster zunächst hinter dem Rückschlagventil einen Unterdruck erzeugen, um das Ventil gegen die Federkraft zu öffnen. Da der ATL jedoch zu diesem Zeitpunkt bereits fördert, erzeugt er auf der Saugseite des Verdichters ebenfalls einen Unterdruck, der

über die Verrohrung dem Öffnen des Rückschlagventils ebenfalls entgegenwirkt. Als Lösung des Problems wird die Saugstrecke vor dem Rückschlagventil aufgetrennt, die Feder aus dem Ventil entfernt und das Ventil in vertikaler Lage eingebaut. Somit schließt das Ventil durch die Schwerkraft, welche den Ventilkörper in den Sitz drückt. Abbildung 5.14 zeigt die entsprechende Anordnung.

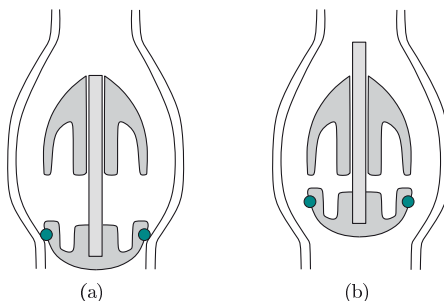


Abbildung 5.14: *Pilzventil in Schwerkraftschließung in geschlossenem (a) und geöffnetem (b) Zustand, schematische Darstellung*

Zum Öffnen des Ventils muss der durch den NLB erzeugte Unterdruck lediglich die Schwerkraft, welche den Ventilkörper im Sitz hält, kompensieren. Mit der neuen Anordnung ist ein Fördern des NLB parallel zum ATL möglich. Nachteilig ist jedoch, dass sich der Luftmassenmesser stromauf der bisherigen Trennstelle befindet und somit nicht direkt gemessen werden kann, welcher Luftmassenstrom vom NLB gefördert wird. Abbildung 5.15 auf der nächsten Seite zeigt eine mit obiger Anordnung gefahrene Volllastkurve, bei der zunächst nur der Luftüberschuss und nicht die Leistung erhöht wurde. Zur korrekten Bewertung des Luftüberschusses muss das durch die im Abgaspfad verbaute Lambda-Sonde ermittelte Signal λ_{AB} verwendet werden, da dort sowohl die Luft, welche vom ATL gefördert wurde, als auch die Luft, die über den NLB-Pfad in den Motor gelangt ist, sensiert wird. Das Signal λ wird mit Hilfe der Prüfstandstechnik ermittelt, erfasst in diesem Fall jedoch nur die über den ATL strömende Luft. Zu Vergleichszwecken werden beide Lambdas im Diagramm gegenübergestellt.

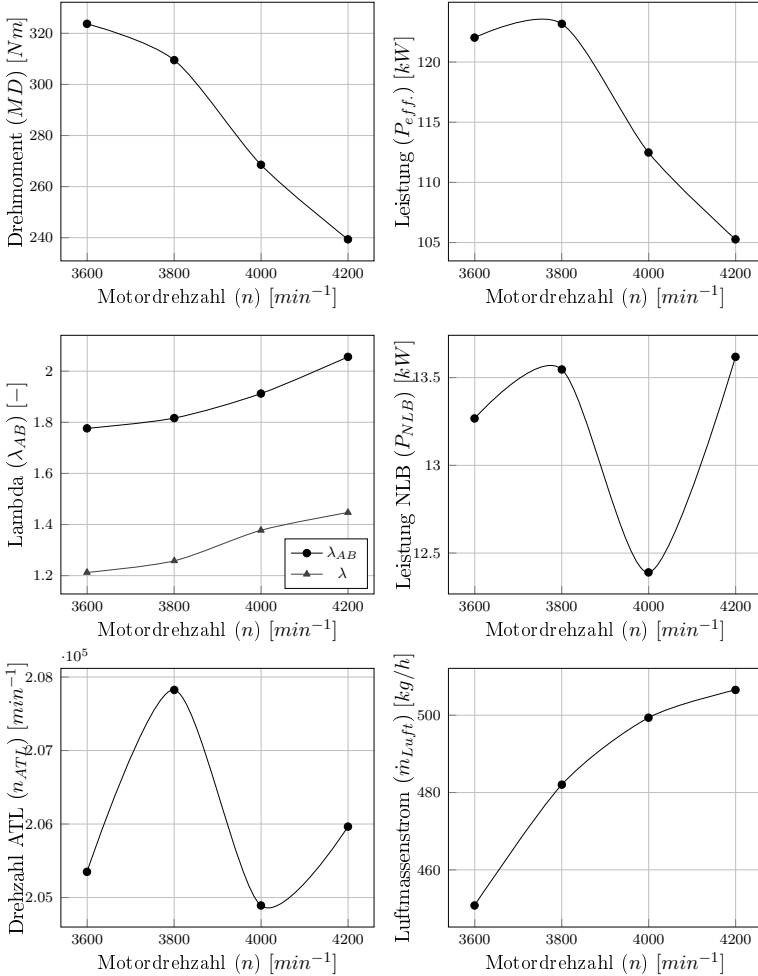


Abbildung 5.15: Volllastkurve mit eingeschaltetem NLB, keine Erhöhung der Einspritzmenge

Anhand des Quotienten von λ und λ_{AB} lässt sich näherungsweise die tatsächlich dem Motor zur Verfügung stehende Luft aus dem gemessenen Luftmassenstrom \dot{m}_{Luft} errechnen. Gleichung (5.6) zeigt die entsprechende Gleichung.

$$\dot{m}_{Luft,skal.} = \dot{m}_{Luft} \cdot \left(\frac{\lambda_{AB}}{\lambda} \right) \quad (5.6)$$

Analog dieser Argumentation kann eine Skalierung der Leistung gemäß Gleichung (5.7) erfolgen.

$$P_{eff.,skal.} = P_{eff.} \cdot \left(\frac{\lambda_{AB}}{\lambda} \right) \quad (5.7)$$

Abbildung 5.16 zeigt die skalierten Ergebnisse.

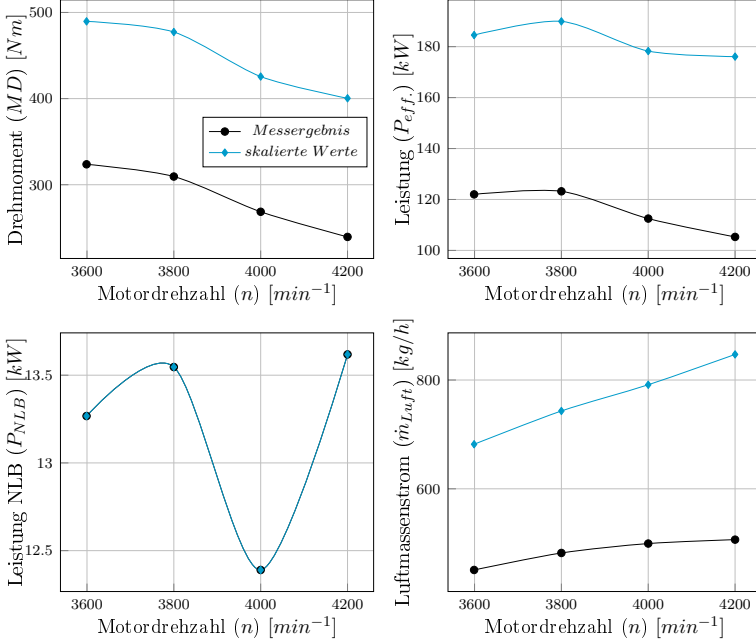


Abbildung 5.16: Volllastkurve mit eingeschaltetem NLB und skalierten Werten

Darüber hinaus muss zur korrekten Bewertung der Leistung und des Drehmoments noch die für den Antrieb des Nennleistungsboosters benötigte Leistung bilanziert werden. Gleichung (5.8) zeigt die entsprechende Berechnungsvorschrift.

$$P_{eff.,skal.,korr.} = P_{eff.} \cdot \left(\frac{\lambda_{AB}}{\lambda} \right) - P_{NLB} \cdot \frac{1}{\eta_{Generator}} \cdot \frac{1}{\eta_{Leistungselektronik}} \quad (5.8)$$

Die korrigierten Werte sind in Abbildung 5.17 auf der nächsten Seite dargestellt. Darüber hinaus zeigt die Abbildung die Basis ohne NLB zum Vergleich. Es kann durch die Vermessung gezeigt werden, dass dem Motor genügend Luft zur Verfügung gestellt werden kann, um auch im Falle des Abgriffs der für das Antreiben des

NLB benötigten Leistung an der Kurbelwelle das vorgegebene Leistungsziel zu erreichen. Wird die Leistung aus einem Energiespeicher bereitgestellt, sind entsprechend höhere Nennleistungen darstellbar.

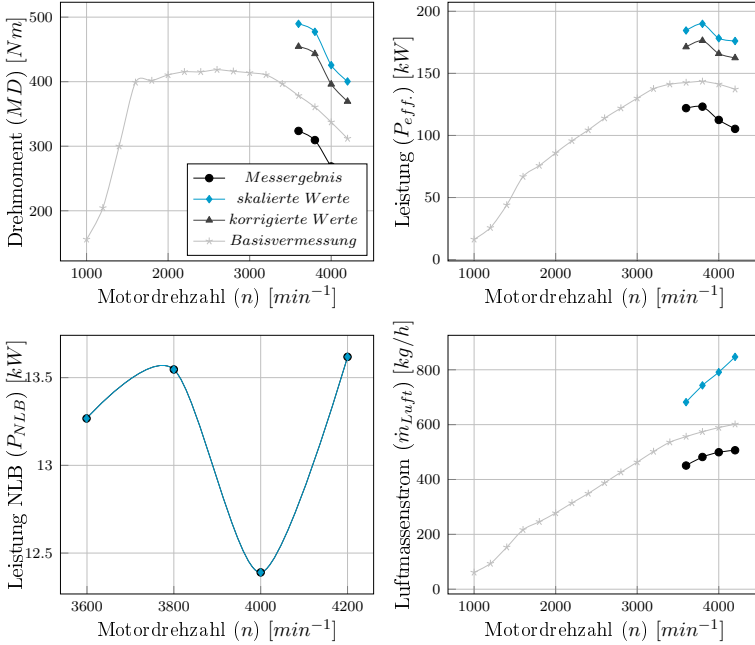


Abbildung 5.17: Vollastkurve mit eingeschaltetem NLB und skalierten, korrigierten Werten

5.5.4 Zusammenfassung der Motorergebnisse

Durch die Vollmotoruntersuchungen konnten die simulierten Vollastlinien der Basisvermessung ohne Einsatz des NLB bestätigt werden. Dies gilt sowohl für die Verwendung des Standard-Turboladers, als auch für den Einsatz der kleineren Variante.

Um die Verbrauchsvorteile des kleinen ATL zu validieren, wurde für beide Konfigurationen, analog der Simulation, ein spezifisches Verbrauchskennfeld gemessen. Aus den beiden Kennfeldern wurde ein Deltakennfeld erzeugt, das noch deutlichere Verbrauchsvorteile für den Einsatz des kleineren Abgasturboladers im Motordrehzahlbereich $n < 3.000 \text{ min}^{-1}$ zeigt.

Darüber hinaus wurde das Regelschema des Wastegate- und NLB Reglers erläutert und die Ergebnisse der Vollastuntersuchung dargestellt. Hierbei wurde in einem ersten Schritt versucht, die zur Erreichung der gewünschten Leistung benötigte Luft in den Motor zu fördern. Basierend auf der tatsächlich in den Motor geförderten

Luft erfolgte eine Berechnung der damit möglichen Nennleistung, welche sich im Bereich der Simulationsergebnisse und der gewünschten Performance bewegt. Eine tatsächlich Messung der gesteigerten Leistung fehlt an dieser Stelle, da während der Vermessung bemerkt wurde, dass ab einer bestimmten Einspritzmenge eine Mengengbegrenzung greift. Dies ist, so die Rückmeldung des Steuergeräteherstellers, eine Maßnahme zum Schutz vor illegalen Motortuningmaßnahmen. Leider konnte im Rahmen der begrenzt verfügbaren Prüfstandszeit keine kurzfristige Lösung gefunden werden. Da jedoch alle üblicherweise leistungsbegrenzenden Faktoren (p_3 , T_3 , n_{ATL} , etc.) großen Abstand zu den jeweiligen Grenzwerten aufwiesen, ist es wahrscheinlich, die skalierte Leistung tatsächlich - analog zur Simulation - am Vollmotor darstellen zu können.

5.6 Potenzialbewertung

Der Einsatz des Nennleistungsboosters eröffnet dem Dieselmotor einige Potenziale und Freiheitsgrade bei der Auslegung und Definition neuer Gesamtsysteme.

Durch die Möglichkeit, die Nennleistung eines vorhandenen Systems unter Verwendung eines kleineren, konventionellen Abgasturboladers beizubehalten, ergibt sich ein nicht unerhebliches Verbrauchspotenzial im Zyklus- und Realfahrbetrieb, da die Bereiche an oder nahe der Volllast im konventionellen Kundenfahrbetrieb nur selten genutzt werden.

Wird das Basissystem beibehalten, bietet der Einsatz des Nennleistungsboosters die Möglichkeit, die Leistung des Gesamtsystems signifikant zu steigern, ohne das System im Gros der Betriebsbereiche negativ zu beeinflussen. Wird der Nennleistungsbooster nicht benötigt, verhält sich das System wie die Basis. Wird jedoch der NLB zugeschaltet, kann die Leistung um mehr als 20% gesteigert werden.

Generell bietet das System, insbesondere aufgrund der Skalierbarkeit, einen Freiheitsgrad in der Systemauslegung. So kann beispielsweise der konventionelle ATL moderat verkleinert werden, wodurch bei Einsatz des NLB eine Leistungssteigerung gegenüber der Basis ermöglicht, der Verbrauch in Teillast und Kundenfahrbetrieb jedoch sogar reduziert wird.

Darüber hinaus bietet das System unter leichter Anpassung der Peripherie das Potenzial, die Emissionen positiv zu beeinflussen, in dem es die Abgasnachbehandlungseinrichtungen, beispielsweise durch die Zufuhr von Luft im DPF-Freibrennvorgang, unterstützt.

Bezüglich Package und Serienintegrierbarkeit ergeben sich durch den Einsatz des NLB keine starken Restriktionen. Da der NLB nur auf der Luftseite in das Gesamtsystem eingreift, muss das Aggregat nicht zwingend direkt am Verbrennungsmotor platziert werden. Neben dem Platz für einen Energiespeicher muss jedoch auch der Platz für die entsprechenden Luft- und Energieleitungen vorgehalten werden. Konzeptionell ist der NLB verhältnismäßig einfach in das Gesamtsystem zu integrieren, da er nur im Zusatzbetrieb benötigt wird und somit eine Neuprogrammierung der Gesamtkennfelder entfällt.

Kapitel 6

Elektrisch unterstützter Turbolader

6.1 Vorüberlegung und Einsatzzweck

Bisherige Einsätze des euATL dienten primär dazu, die Transientperformance eines Antriebsstranges zu verbessern. Darüber hinaus wurde und wird der Einsatz von eTurbos marketingtechnisch genutzt. Bisher sind eTurbo Konzepte nur als Ottomotoren-Anwendung bekannt. In dieser Arbeit wird ein euATL an einem Vierzylinder-Dieselmotor im Rahmen einer zweistufigen Aufladegruppe eingesetzt.

Die Nennleistung des bereits in der Grundausführung sehr performanten 2,0l - Basisaggregats soll um etwa 10% gesteigert werden. Hierzu ist es unumgänglich, die Niederdruckstufe der zweistufigen Aufladegruppe signifikant zu vergrößern. Da keine Einbußen im LET-Bereich hinnehmbar sind, muss die Hochdruckstufe ihre bisherige Größe beibehalten. Durch die steigende Differenz zwischen Hoch- und Niederdruckstufe ergibt sich im Momentenverlauf, wie in Abbildung 6.1 als Volllinie dargestellt, ein Einbruch, da die kleine HD-Stufe an ihrer Durchsatzgrenze angelangt ist, jedoch noch nicht genügend Abgasenthalpie zur Verfügung steht, um die große ND-Stufe auf eine entsprechende Drehzahl zu bringen, bei der hinreichende Ladedruck bereitgestellt werden kann.

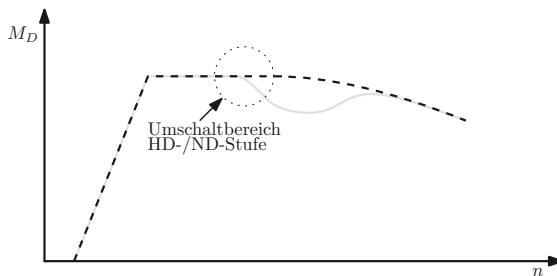


Abbildung 6.1: Momentenverlauf bei großer Differenz von HD- und ND-Stufe, schematische Darstellung

In diesem Übergangsbereich soll die elektrische Unterstützung dazu dienen, das Drehmoment entsprechend anzuheben, um einen glatten, mustergültigen Drehmomentverlauf gemäß der gestrichelten Kurve darstellen zu können. Hierzu wird über einen Generator an der Kurbelwelle des Motors Energie entnommen, welche über

eine Leistungselektronik geleitet dem Elektromotor im Inneren des eTurbo zum Antreiben des Laufzeugs dient.

Die Nennleistung soll ohne elektrische Unterstützung realisiert werden können. Zwar verfügt der Lader über ein WG, um im Nennleistungsbereich jedoch ein Öffnen des WG und somit ein ineffizientes Abblasen der Abgase zu vermeiden, soll die überschüssige Energie über die E-Maschine des eTurbos rekuperiert werden. Überdies ist durch diese Rekuperationsfähigkeit ein gezielter Eingriff in das T_3 -/ T_4 -Management möglich, was einen wichtigen Stellhebel für die Abgasnachbehandlung darstellt.

Selbstverständlich kann die hohe Dynamik des elektrischen Antriebs darüber hinaus dazu verwendet werden, um den Ladedruckaufbau im transienten Betrieb zu unterstützen und zu beschleunigen.

6.2 Komponentenaufbau

6.2.1 Basismotor

Im Rahmen dieser Untersuchung wird ebenfalls ein Motor aus der OM654-Motorenfamilie untersucht, weshalb für allgemeine Informationen zum Triebwerk auf Abschnitt 5.2.1 auf Seite 25 verwiesen sei. Im Unterschied zum Grundmotor der Motorenfamilie handelt es sich hierbei um einen Vorserienprototypen, welcher neben einigen Änderungen im Motorinneren insbesondere über die Aufladegruppe zu differenzieren ist. Das hier verwendete Aggregat verfügt über eine zweistufige Aufladegruppe, bei der sowohl der Hoch- als auch der Niederdrucklader als VTG-Varianten ausgeführt sind. Es besteht darüber hinaus die Möglichkeit, die Hochdruckstufe in Betriebszuständen mit hohen Drehzahlen und Lasten sowohl verdichter- als auch turbinenseitig zu bypassieren und die Ladedruckversorgung des Verbrennungsmotors solitär über den Niederdruck-ATL darzustellen.

6.2.2 eTurbo

Der eTurbo ähnelt in seinem äußeren Aufbau prinzipiell einem konventionellen ATL. Wie Abbildung 6.2 auf der nächsten Seite zu entnehmen, ist insbesondere der Verdichter sehr groß dimensioniert, da der Turbolader im Vergleich zum Standard-Aufladeaggregat deutlich mehr Luft liefern muss, um einen Betrieb des Verbrennungsmotors mit höherer Nennleistung ermöglichen zu können. Zur Verbesserung des Aufladewirkungsgrades ist der Verdichter wassergekühlt. Auffällig ist, dass die Rumpfguppe im Vergleich zu einem konventionellen ATL sehr groß dimensioniert ist. Dies ist darin begründet, dass der Elektromotor zum Antreiben des eTurbo in der Rumpfguppe platziert ist.

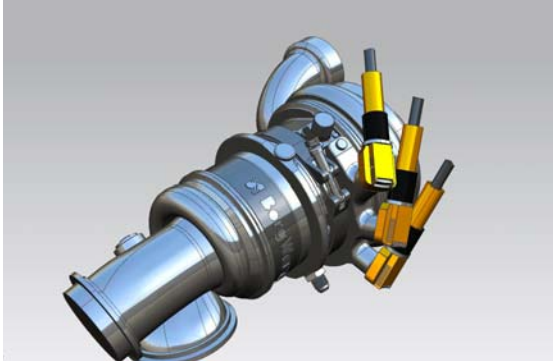


Abbildung 6.2: CAD-Darstellung des eTurbo

Der im Rumpfgehäuse untergebrachte Stator ist temperaturüberwacht und wassergekühlt, sodass auch ein Dauerbetrieb möglich ist. Durch die Positionierung in der Nähe der heißen Seite ergibt sich ebenfalls ein Wärmeeintrag, welcher kompensiert werden muss, da der Elektromotor verhältnismäßig temperaturempfindlich ist. Der Rotor der elektrischen Maschine ist direkt auf der ATL-Welle positioniert. Mit einer Erhöhung der Masse um etwa 200 g erhöht sich das Gesamtträgheitsmoment des Rotors um $15,8\text{ kg} \cdot \text{mm}^2$. Der Turbolader ist als Wastegate-ATL ausgeführt, wobei das WG lediglich die Funktion erfüllt, (im Fehlerfall) ein Überdrehen des eTurbos zu vermeiden. Um den beim klassischen WG-Lader abgeblasenen Abgasmassenstrom und somit den Verlust der Abgasenthalpie zu vermeiden, besitzt der eingesetzte eTurbo die Fähigkeit zur Rekuperation. Hierbei wechselt die E-Maschine in den generatorischen Betrieb und erzeugt, angetrieben durch die im jeweiligen Betriebspunkt überschüssige Turbinenenergie, eine elektrische Leistung, mit der der Energiespeicher geladen werden kann.

6.3 Systemaufbau und Funktionsweise

Bezüglich des äußeren Aufbaus entspricht der Systemaufbau der Untersuchung des eTurbo dem des konventionellen, zweistufig aufgeladenen Basisaggregats. Beide Systeme bestehen aus einer Hochdruckstufe, welche insbesondere im LET-Bereich aktiv ist, einer Niederdruckstufe zur Erreichung der jeweiligen Nennleistung, einem Ladeluftkühler zum Senken der Ladelufttemperatur sowie einer Ladedruckregelklappe (LRK) und einem Verdichterbypassventil. Der schematische Systemaufbau ist in Abbildung 6.3 auf der nächsten Seite dargestellt.

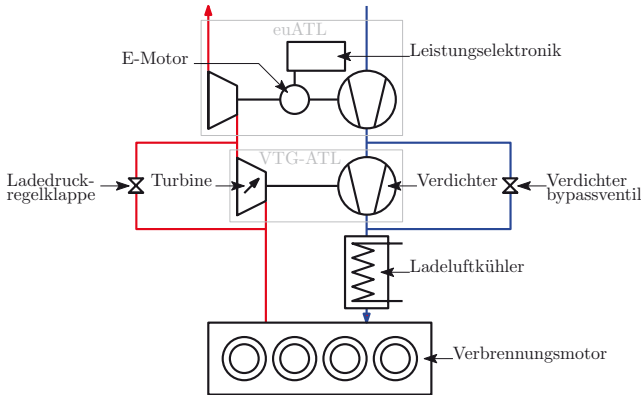


Abbildung 6.3: Systemaufbau zum Einsatz des eTurbo, schematisch

Auch im Bereich der Funktionsweise ähneln sich beide Systeme stark. Entlang des Vollast-Momentenverlaufs ist im unteren Drehzahlbereich zunächst nur der Hochdruck-Turbolader aktiv und stellt den Ladedruck bereit. Für ein besonders gutes Ansprechverhalten im unteren Bereich des Drehzahlbandes ist dieser als VTG-Lader ausgeführt. Mit steigender Motordrehzahl und somit steigendem Abgasmassentrom ergibt sich ein Drehzahlanstieg in der Niederdruckstufe. Bei einer großen Diskrepanz bezüglich optimalem Massendurchsatz von ND- und HD-Stufe ergeben sich im mittleren Motordrehzahlbereich unter Umständen Bereiche, in welchen das Motormoment abfällt, da der HD-Lader an seiner Durchsatzgrenze angelangt ist, der ND-ATL jedoch noch nicht genügend Turbinenleistung generieren kann, um beim geforderten Durchsatz einen entsprechenden Ladedruck aufzubauen. Diese fehlende Turbinenleistung wird beim eTurbo durch die E-Maschine auf der ATL-Welle kompensiert, sodass ein durchgehender Drehmomentverlauf des Verbrennungsmotors ermöglicht werden kann. Mit zunehmender Verbrennungsmotordrehzahl wirkt die Hochdruckstufe sowohl abgas- als auch ladeluftseitig wie bereits eingangs erwähnt hinderlich, sodass sie weitestgehend bypassiert wird. Auf der Ladeluftseite geschieht dies durch ein selbstregelndes Verdichterbypassventil, auf der Abgasseite durch die Ladedruckregelklappe, über welche neben der Massenstromverteilung zwischen den beiden Turbinen je nach Betriebsbereich auch der Abgasgegendruck p_3 eingestellt werden kann.

6.4 Simulation

6.4.1 Basisauslegung

Zunächst wird ein Simulationsmodell der Motorbasis generiert, welches mit Versuchsdaten des Basismotors validiert werden kann. Abbildung 6.4 auf der nächsten Seite zeigt die wichtigsten Motordaten aus der Simulation des Basismodells.

Bereits in dieser Basisauslegung, welche in beiden Abgasturboladern durch die VTG über eine Variabilität verfügt, ist sichtbar, dass der Übergangsbereich im Drehzahlband zwischen 2000 min^{-1} und 3000 min^{-1} nicht optimal ist. In Kapitel 6.5.1 auf Seite 65 dargestellte Motorergebnisse bestätigen diese Beobachtung. Die doch erheblichen Verbrauchsnachteile im mittleren Drehzahlbereich könnten ggf. durch ein früheres Öffnen der Ladedruckregelklappe und damit Ausblenden der HD-Stufe zumindest teilweise kompensiert werden. Allerdings ist dabei zu beachten, dass die verhältnismäßig große ND-Stufe in diesem Betriebsbereich in der Lage sein muss, den entsprechenden Ladedruck bereitzustellen und hierbei aufgrund der stark geschlossenen VTG ebenfalls nicht wirkungsgrad- und somit nicht verbrauchsoptimal arbeitet. Durch die Verwendung eines WG-Turboladers als Niederdruckstufe wird diese Problematik erwartungsgemäß noch deutlich verstärkt.

Es wird darauf geachtet, alle in Tabelle 6.1 dargestellten Applikationsgrenzwerte einzuhalten.

Tabelle 6.1: Applikationsgrenzwerte für den Einsatz des eTurbo

Symbol	Beschreibung	Wert	Einheit
T_3	Temperatur am Turbineneintritt	905	[°C]
p_{Inj}	Einspritzdruck	2700	[bar]
T_{2VR}	Verdichteraustrittstemperatur	212	[°C]
$p_{M,max.}$	Maximaler, gemittelter Zylinderdruck	220	[bar]
$P_{eTurbo,dauer}$	Maximale eTurbo - Dauerleistung	12	[kW]
$P_{eTurbo,peak}$	Maximale eTurbo - Peakleistung	20	[kW]

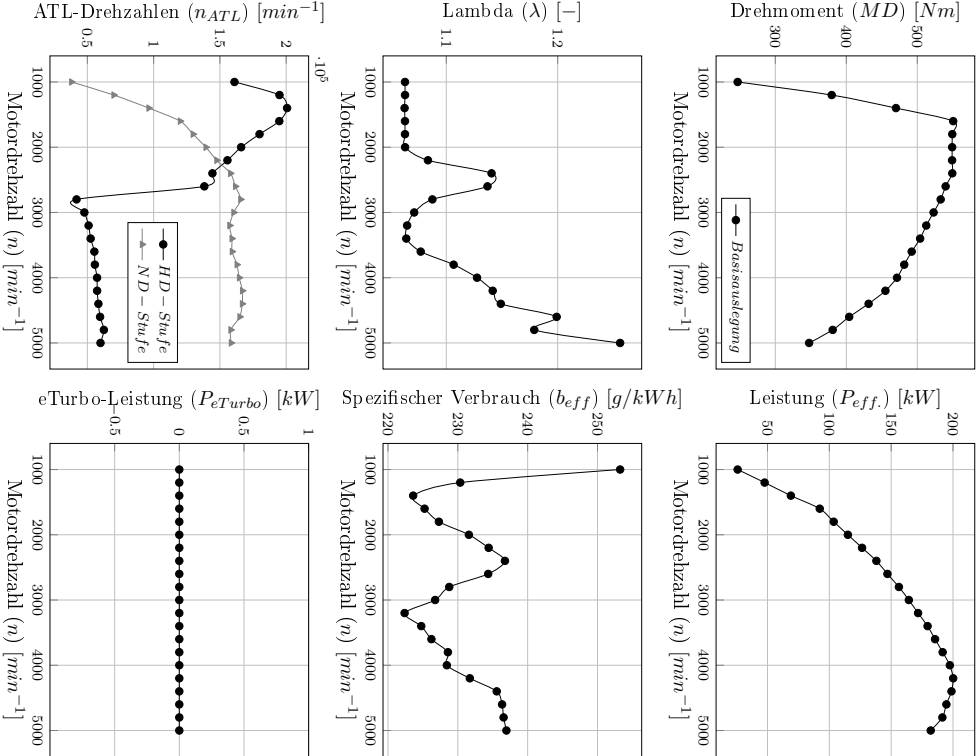


Abbildung 6.4: Simulierte Motordaten der Basisauslegung

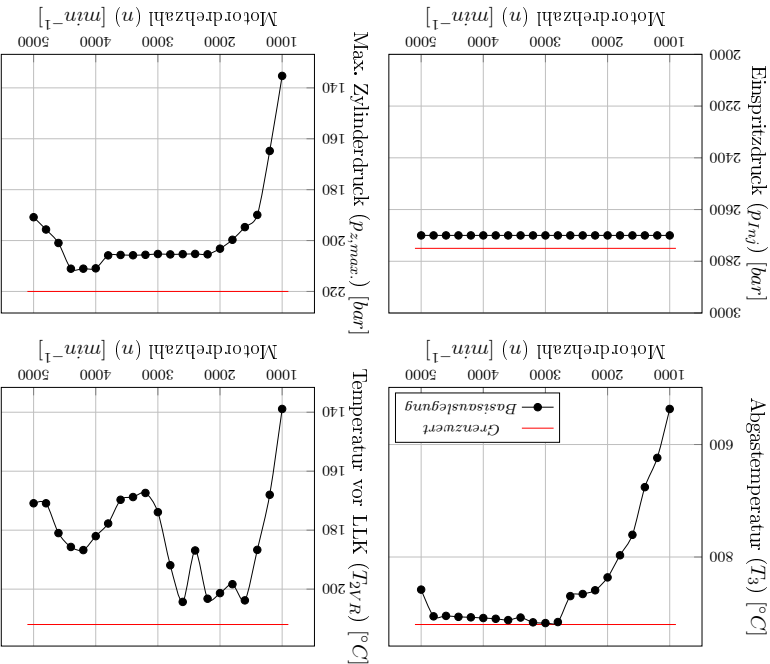
Zur Validierung wird überprüft, ob die in Tabelle 6.1 auf der vorherigen Seite genannten Temperatur- und Druckgrenzwerte eingehalten werden.

6.4.2 Stationäre Vollastkurven mit eTurbo

Die Niederdruckstufe, bisher ein VTG-Abgasturbo-lader, wird gegen einen elektrisch unterstützten WG-Turbo-lader getauscht. Das Modell wird um entsprechende Komponenten und Regelungen erweitert und angepasst. Zunächst wird eine stationäre Vollastkurve ohne Bestromung des eTurbos simuliert. Diese zeigt, welche Leistungen noch abzurufen sind, sollte die elektrische Unterstützung nicht funktionieren.

Wie Abbildung 6.5 zu entnehmen, werden die Grenzwerte eingehalten, sodass die Simulationsbasis als valide bewertet werden kann.

Abbildung 6.5: Vergleich der simulierten Motordaten der Basisauslegung und Grenzwerte



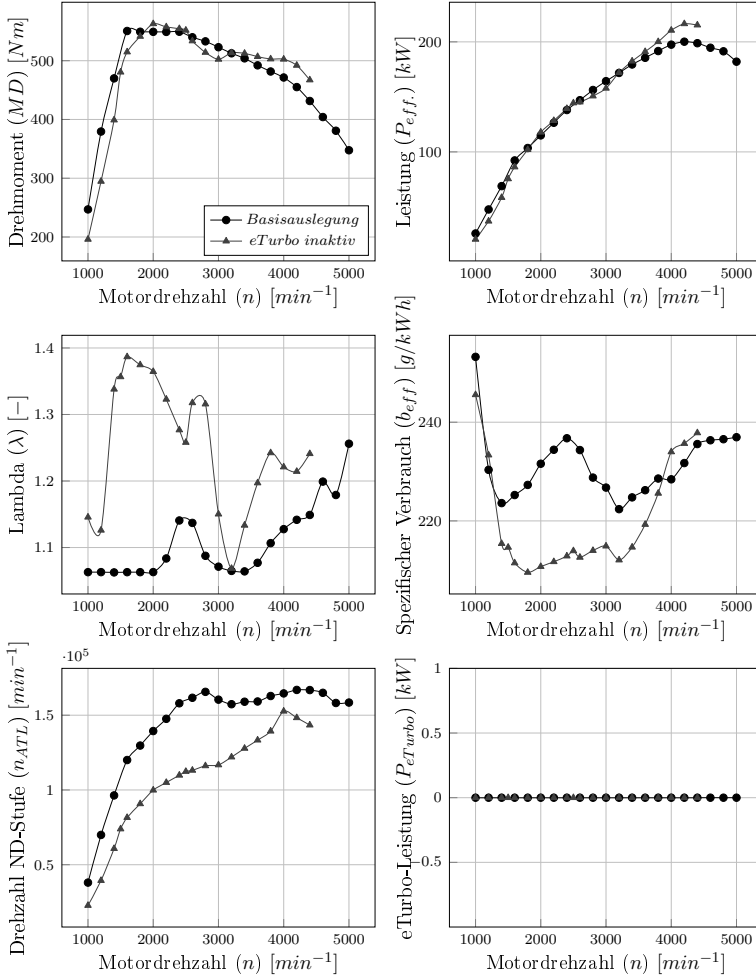


Abbildung 6.6: Simulierte Motordaten nach Wechsel auf WG-Abgasturbolader, *eTurbo inaktiv*

Bei Betrachtung der in Abbildung 6.6 dargestellten Kurven wird ersichtlich, dass die Leistung im unteren Drehzahlbereich, in dem zu großen Teilen der HD-Turbolader aktiv ist, gehalten werden kann. Etwaige Unterschiede in Leistung bzw. Drehmoment resultieren aus weniger eingespritzter Kraftstoffmasse und sind am erhöhten Lambda zu erkennen. Wie erwartet zeigt die neue Konfiguration im mittleren Drehzahlbereich, also im Übergang von HD- auf ND-Lader aufgrund der fehlenden Variabilität in der zweitgenannten Stufe Nachteile im Vergleich zur Basis. Da der eTurbo größer

dimensioniert ist, als der Niederdrucklader der Basis, ist es möglich, die Nennleistung des Motors zu erhöhen. Es fällt allerdings ebenfalls auf, dass sich der spezifische Kraftstoffverbrauch beider Simulationsvarianten signifikant unterscheidet. Um diese Unterschiede zu begründen, erfolgt eine Betrachtung weiterer Kenngrößen.

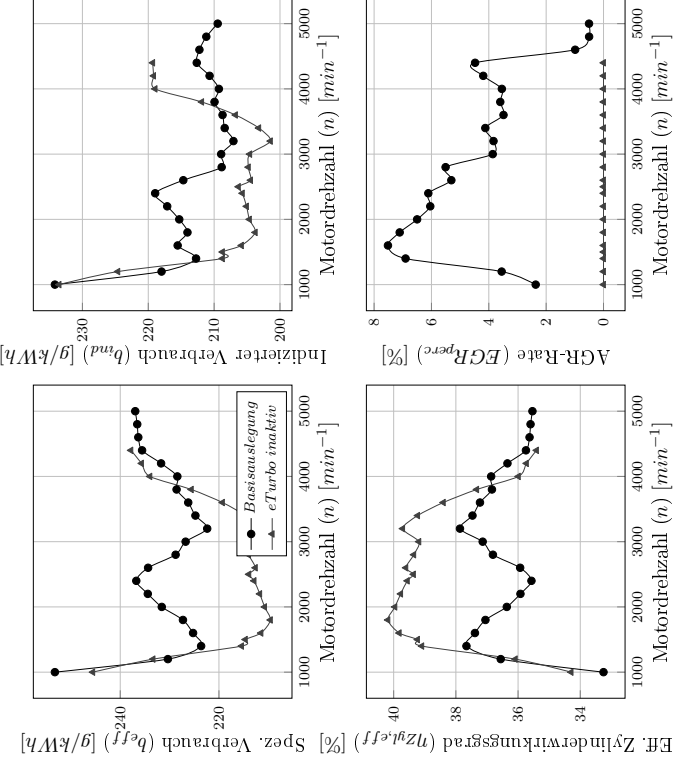


Abbildung 6.7: Unterschiede im spezifischen Verbrauch nach Wechsel auf *eTurbo*

Abbildung 6.7 zeigt, dass neben dem spezifischen Verbrauch auch der indizierte Verbrauch bei der Simulation der Basis deutlich höher liegt, als bei der Simulation mit inaktivem *eTurbo*. Dies wird durch den ebenfalls dargestellten Zylinderwirkungsgrad bestätigt. Ursächlich hierfür ist, dass die Simulation der Basisvariante auf einem älteren Modellstand basiert. Beim Wechsel auf das neue Simulationsmodell, welches der Untersuchung des *eTurbo* zugrunde liegt, wurden zwar Geometrien, Verbrennungs-, Turboladermodelle und weiteres verfeinert, jedoch war zum Stand der Simulation des neuen Modells im Vergleich zur Basis noch keine AGR implementiert. Dies ist in der Tatsache begründet, dass der Fokus der simulativen Untersuchungen insbesondere auf dem Matching des *eTurbos* sowie auf der im Rahmen der gegebenen Möglichkeiten möglichst genauen Abschätzung der Nennleistung lag. Hierdurch sind die Unterschiede in den Zylinderwirkungsgraden sowie daraus resultierend im indizierten und spezifischen Verbrauch zu erklären.

Es wird darüber hinaus eine stationäre Vollastkurve mit elektrischer Unterstützung gerechnet. Ziel ist es, das Eckmoment bis über den Übergangsbereich hinaus halten zu können, aber gleichzeitig die entsprechenden maximalen elektrischen Leistungen sowie alle weiteren zuvor genannten Applikationsgrenzwerte einzuhalten. Als Nennleistungsziel ist eine 10%-ige Steigerung gegenüber der Basis vorgegeben. Eine wichtige Prämisse ist, dass diese Nennleistung immer, also unabhängig von der elektrischen Unterstützung abgerufen werden kann.

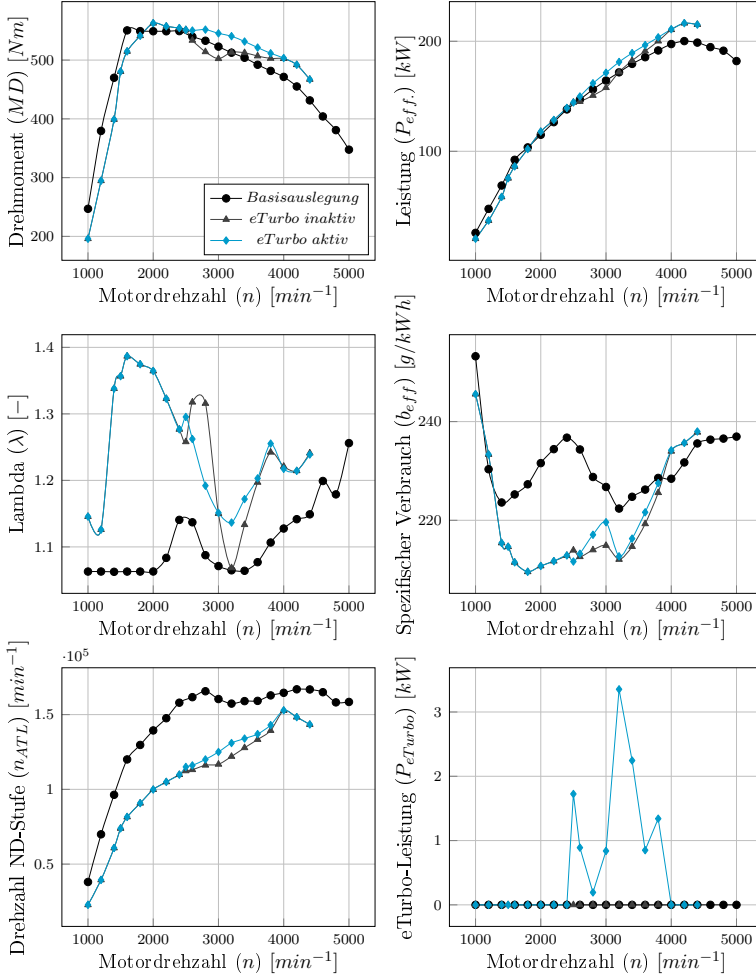


Abbildung 6.8: Simulierte Motordaten: Vergleich eTurbo aktiv / inaktiv mit Basisauslegung

Abbildung 6.8 auf der vorherigen Seite zeigt die Vollastkurven des eTurbo im aktivierten und inaktiven Zustand im Vergleich mit der Basisauslegung. Hierbei unterscheiden sich die Betriebspunkte der Varianten eTurbo aktiv und eTurbo inaktiv logischerweise nur in den Punkten, in denen der eTurbo tatsächlich, wie an der dargestellten eTurbo-Leistung zu sehen, elektrisch angetrieben wird, sodass der Fokus dieser Betrachtung auf dem Drehzahlbereich zwischen $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3800 \text{ min}^{-1}$ liegt. In den Bereichen dieses Drehzahlbandes, in denen der HD-Lader noch aktiv ist, fällt die fehlende Variabilität der ND-Stufe weniger ins Gewicht, wodurch die Differenz des Motordrehmomentes zunächst überschaubar ist. Im Bereich der Motordrehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ muss die Ladedruckregelklappe geöffnet werden, um zu hohe Abgasdrücke (p_3) und Abgastemperaturen (T_3) zu vermeiden und den Hochdrucklader vor Überdrehzahl zu schützen. Durch die fehlende Variabilität auf der Turbinenseite und die verhältnismäßig große Auslegung erreicht die Niederdruckstufe im inaktiven Fall in diesem Punkt nicht den gewünschten Ladedruck, sodass ein Einbruch im Drehmomentverlauf ersichtlich ist. Wird der eTurbo allerdings bestromt, so ist es möglich, das Drehmoment von $MD = 550 \text{ Nm}$ zu halten, sodass sich gegenüber der inaktiven Variante in diesem Betriebspunkt ein Drehmomentvorteil von $\Delta_{MD} > 50 \text{ Nm}$ ergibt. Das ebenfalls dargestellte Verhalten der ND-Laderdrehzahl spiegelt oben genanntes wider. Beide Drehzahlverläufe des eTurbo (aktiv/inaktiv) liegen unterhalb des Drehzahlverlaufs der Basis-Niederdruckstufe, da diese entsprechend kleiner dimensioniert ist. Sie unterscheiden sich lediglich in den Bereichen, in denen der eTurbo elektrisch angetrieben wird. Der dargestellte Drehzahlunterschied führt zu einem erhöhten Ladedruck und dieser wiederum zu einem gesteigerten Luftangebot, sodass - unter Beachtung der Grenzwerte - bei gleichem Lambda mehr Kraftstoff eingespritzt und somit ein höheres Moment dargestellt werden kann. Bei Betrachtung der spezifischen Kraftstoffverbräuche sind leichte Nachteile für die Variante des aktiven eTurbo ersichtlich. Dies ist darin begründet, dass die Berechnung, wie in Kapitel 6.1 auf Seite 51 beschrieben, unter Beachtung der einen Generator zum Abgreifen der Energie an der Kurbelwelle sowie eine Leistungselektronik und einen Elektromotor im eTurbo umfassenden Wirkungsgradkette erfolgte. Darüber hinaus liegt der Betriebspunkt aufgrund der unterschiedlichen darstellbaren Leistungen in einem jeweils anderen Bereich des spezifischen Verbrauchskennfeldes.

6.4.3 Dynamikuntersuchungen

Neben der Simulation stationärer Auswirkungen des Einsatzes eines elektrisch unterstützten Abgasturboladers auf das Gesamtsystem wird die Dynamik des Gesamtsystems und insbesondere des Aufladesystems ebenfalls untersucht. Hierzu wird zunächst das Simulationsmodell an einigen Stellen enteifert, um akzeptable Rechenzeiten zu erzielen, da die Berechnung nicht auf einem Cluster, sondern lokal erfolgt. Für den eTurbo, die zugehörige elektrische Maschine und die Leistungselektronik werden die zum Zeitpunkt der Durchführung der Simulation bekannten, sowie einige auf Basis bereits prototypisch gefertigter elektrischer Lader abgeschätzte Kennwerte übernommen, da sich der Prototyp zum Zeitpunkt der Simulation noch in der Konstruktionsphase befand. Hierdurch existieren, insbesondere im Trägheitsmoment der

Laufgruppe des Laders, leichte Differenzen zum realen Prototypen. Beim Vergleich mit den in Abschnitt 6.5.3 auf Seite 73 dargestellten Dynamikuntersuchungen am Vollmotorenprüfstand zeigt sich jedoch eine sehr gute Überdeckung der Ergebnisse. Der Startzustand der Simulation ist der Leerlauf des Motors. Über eine Lastanforderung wird der Lastsprung eingeleitet. Der eTurbo wird vom Elektromotor geregelt auf eine Drehzahl beschleunigt, welche sich zunächst aus einem Vorsteuerkennfeld ergibt und dann zeitverzögert von einem Regler überlagert wird, welcher das Lambda an der stationären Volllast einstellt. Die Bemessung der Einspritzmenge erfolgt im Lastaufbau entlang der anhand des Lambda-Wertes abgeschätzten Rauchgrenze bis hin zur bekannten Einspritzmenge für die stationäre Volllast. Die Ansteuerung der VTG des Hochdruckladers verbleibt im geregelten Betrieb. Abbildung 6.9 auf der nächsten Seite zeigt exemplarisch die Simulationsergebnisse des Lastsprungs bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von $n = 1400 \text{ min}^{-1}$. Die Lastsprünge weiterer relevanter Motordrehzahlen sind in Abschnitt A.1 auf Seite 107 im Anhang dargestellt.

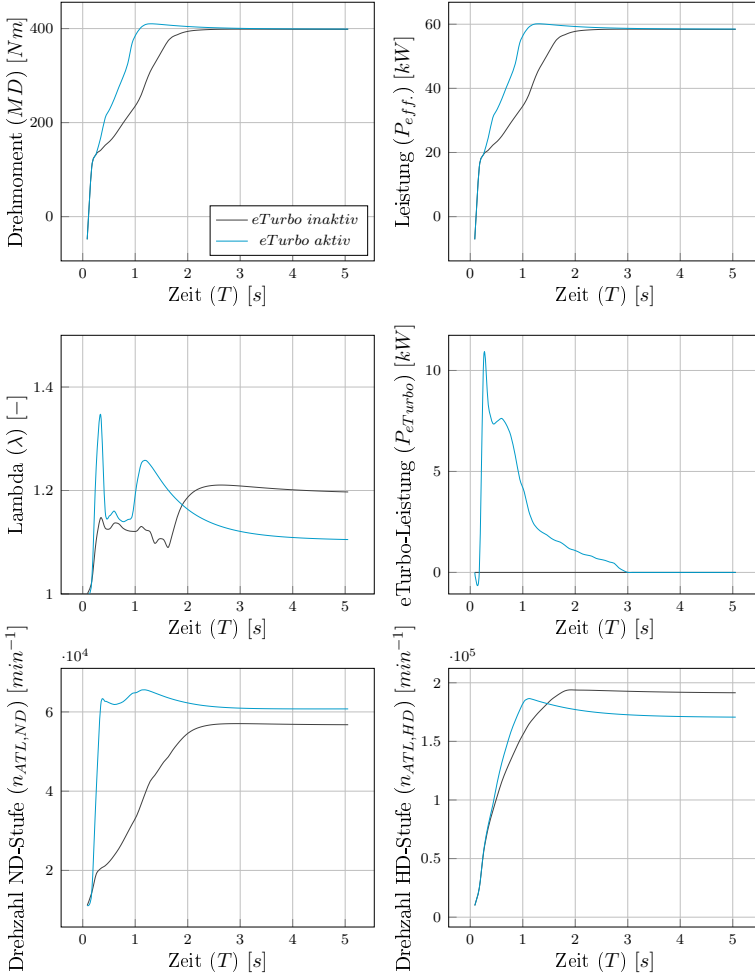


Abbildung 6.9: Simulation: Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

Es ist deutlich zu erkennen, dass der Drehmomentaufbau bei der Simulation mit aktivierten eTurbo im Vergleich zur nicht aktivierten Variante signifikant schneller durchgeführt werden kann. Insbesondere der Übergang vom saugmotorischen Moment bei $MD = 170 \text{ Nm}$ in den Bereich des durch das Aufladeaggregat unterstützten Ladedruckaufbaus zeigt keinerlei Verzögerungen, der Lastsprung ähnelt dem eines hubraumstarken Saugmotors.

Dies wird auch beim Vergleich der spezifischen Momentengradienten im Bereich des laderunterstützten Drehmomentaufbaus deutlich, welcher gemäß Gleichung (6.1) und Gleichung (6.2) den Anstieg des Drehmoments pro Zeiteinheit pro Liter Hubraum beschreibt und damit ein hubraumunabhängiges Maß zur Bewertung und zum Vergleich der Dynamik bietet.

$$\Delta MD_{spez.} = \frac{\Delta MD}{\Delta t \cdot V_H} \quad (6.1)$$

$$\left[\Delta MD_{spez.} \right] = \frac{\left[Nm \right]}{\left[s \right] \cdot \left[l \right]} \quad (6.2)$$

Während im inaktiven Zustand im relevanten Lastsprungbereich ein spezifischer Drehmomentgradient von $\Delta MD_{spez.,inaktiv} = 35 \text{ Nm/s/l}$ erreicht wird, wird im Falle des aktivierten eTurbos ein Gradient von $\Delta MD_{spez.,aktiv} = 130 \text{ Nm/s/l}$ erreicht. Insbesondere bei Betrachtung der Drehzahl der Niederdruckstufe wird deutlich, woraus dieser enorme Vorteil resultiert. Da der Niederdrucklader nahezu instantan seine Solldrehzahl erreicht, steht immer Ladedruck und damit Luftmasse bereit, sodass bei gleichem minimal einzuhaltenden Lambda deutlich früher mehr Kraftstoff eingespritzt werden kann. Die Enthalpiefreisetzung durch die Verbrennung der höheren Kraftstoffmenge verstärkt den Effekt zusätzlich. Die Beschleunigung des Laufzeugs der Niederdruckstufe erfordert allerdings hohe Peakleistungen des Elektromotors. In der Spitze sind mehr als 10 kW notwendig, um den Lader entsprechend zu beschleunigen. Die Leistung muss allerdings nur über einen sehr kurzen Zeitraum aufgebracht werden.

6.4.4 Zusammenfassung der Simulationsergebnisse

Zunächst wurde die Basis des Systems ohne Verwendung des eTurbo simuliert. Hierbei wurde die Simulation validiert, indem sie mit realen Grenzwerten gegengeprüft wurde.

Unter Einbindung des eTurbo-Modells wurden zunächst stationäre Volllastkurven ohne und mit elektrischer Unterstützung simuliert. Hierbei zeigte sich, dass die Nennleistung, wie gefordert, ohne elektrische Unterstützung dargestellt werden kann. Insbesondere im Übergangsbereich des zweistufigen Systems sind ohne elektrische Unterstützung der Niederdruckstufe deutliche Performanceeinbußen hinzunehmen. Mit elektrischer Unterstützung hingegen wird im Übergangsbereich sogar die Möglichkeit des Overtorque eröffnet. Insbesondere im Motordrehzahlbereich zwischen $n = 2.600 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3.200 \text{ min}^{-1}$ kann das Drehmoment im Vergleich zur Basis um mehr als 30 Nm angehoben werden. Die avisierte Leistungssteigerung um 10% ist in der Simulation realisierbar.

Überdies erfolgt die Simulation transienter, dynamischer Lastsprünge. Hierbei wird das ohnehin hochdynamische Basissystem, welches über zwei VTG-Lader verfügt, mit dem eTurbo-System verglichen. Es wird deutlich, dass die Dynamik des eTurbo-Systems signifikant besser ist, sodass das Solldrehmoment des Verbrennungsmotors

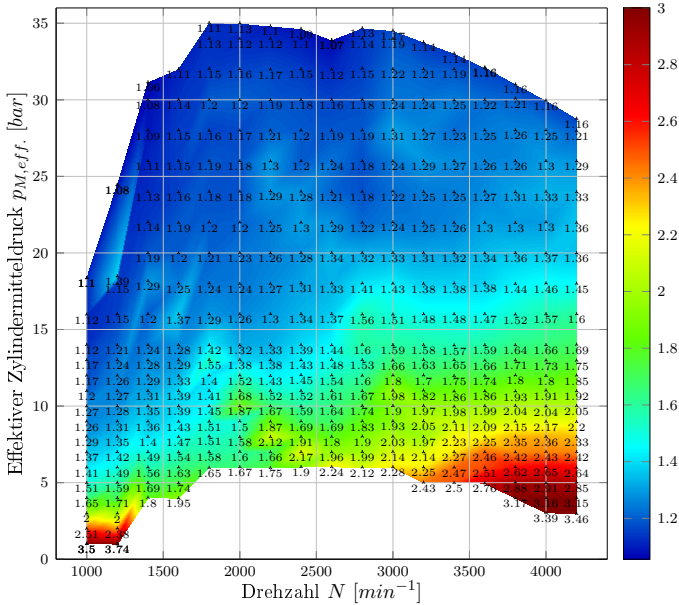
bereits 1,5 s früher erreicht wird. Darüber hinaus ist mit Einsatz des eTurbo auch im Lastsprung ein deutlicher Luftüberschuss darstellbar, was das Potenzial bietet, die Emissionen beispielsweise durch eine Erhöhung der AGR-Rate positiv zu beeinflussen.

6.5 Vermessung

Neben der Betrachtung simulativer Ergebnisse bildet die reale Vermessung des eTurbos an einem Motorprüfstand eine weitere Kernkomponente der Arbeit. Nachfolgend werden die durchgeführten Vermessungen beschrieben, dargestellt und bewertet.

6.5.1 Basisvermessung

Bevor die eigentliche Basisvermessung durchgeführt werden kann, muss der neue Motor ein spezielles Einlaufprogramm durchlaufen. Nach der Inbetriebnahme und ersten Dichtheitsprüfung wird der Motor am Prüfstand einige Stunden in einem Wechsellastprogramm betrieben. Nach einem auf das Einfahrprogramm folgenden Ölwechsel wird die erste Basisvermessung, eine Kennfeldvermessung, durchgeführt. Hierbei werden typische Messgrößen überprüft, um eine einwandfreie Funktion des Motors sicherzustellen. Ein besonderes Augenmerk liegt hier unter anderem auf den Größen, die die Dichtheit des Motors, die innere Reibung und den Kraftstoffverbrauch beschreiben. Das Kennfeld besteht üblicherweise aus etwa 300 Messpunkten, wobei die Rasterung auf der Drehzahlachse Schritte von 200 min^{-1} vorsieht. Auf der Ordinate wird in der Regel der effektive Zylindermitteldruck ($p_{M,eff.}$) aufgetragen. In den höheren Lastbereichen wird üblicherweise im Raster von 2 bar gemessen, in den niedrigeren Lastbereichen ist die Stufung mit 1 bar feiner. Abbildung 6.10 auf der nächsten Seite zeigt exemplarisch ein Kennfeld der Basisvermessung, bei dem der jeweils gemessene Lambda-Wert über der Drehzahl und dem effektiven Zylindermitteldruck aufgetragen ist.

Abbildung 6.10: *Lambda-Kennfeld der Basisvermessung*

Neben der Kennfeldvermessung ist es üblich, im Zuge der Basisvermessung zwei verschiedene Volllastkurven zu fahren. Die erste Variante wird “top down”, also beginnend bei der Nenndrehzahl mit abnehmender Drehzahl gefahren. Bei der zweiten Variante “bottom up” beginnt man mit der Vollast bei der kleinsten Drehzahl und steigert diese dann sukzessive.

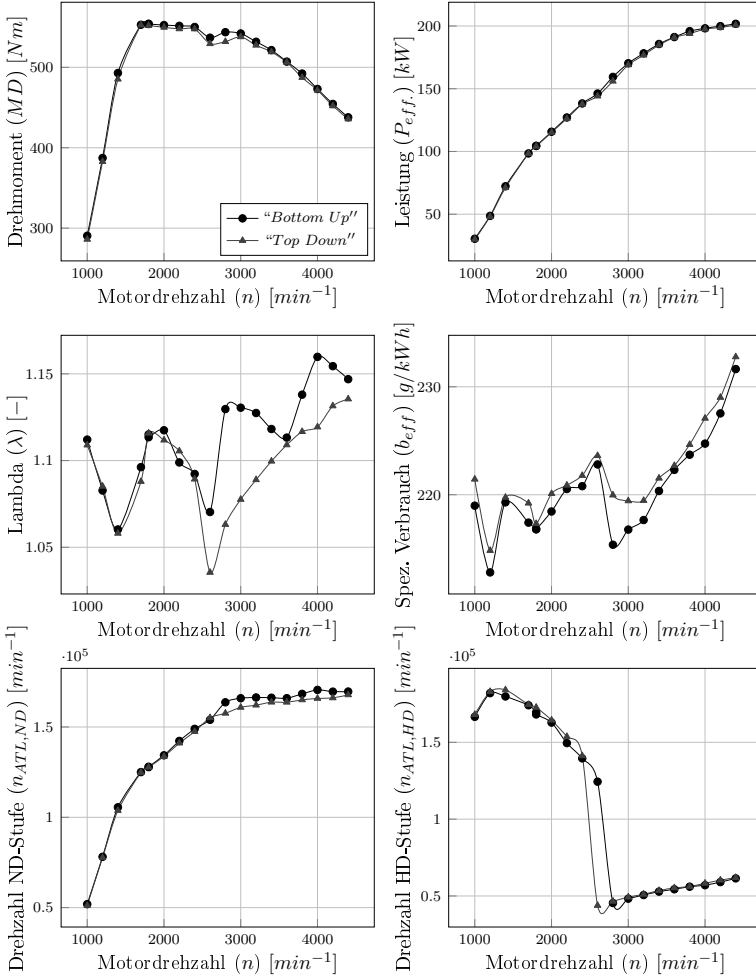


Abbildung 6.11: Vollastkurven „Top Down“ und „Bottom Up“ im Zuge der Basisvermessung

Beim in Abbildung 6.11 dargestellten Ergebnis der beiden Vollastkurven sind bezüglich Leistung und Drehmoment nur marginale Unterschiede zu erkennen. Betrachtet man hingegen die Lambda-Werte, zeigen sich deutliche Differenzen. Diese Differenzen sind in der zum Zeitpunkt der Basisvermessung rudimentären Bedatung der VTG-Ansteuerung begründet. Die Software sieht eine entsprechende Hysterese vor, die jedoch abhängig von der Richtung, in der ein Punkt angefahren wird, unterschiedlich bedatet ist. Dies zeigt sich auch bei der Betrachtung der ATL-Drehzahlen,

ist jedoch bei einer Erstbedatung durchaus gängige Praxis und hat keinen Einfluss auf die weiteren Ergebnisse, da die Ansteuerung der Ladedruckregel- bzw. Steuerorgane im Folgenden prinzipiell, sofern nicht anders beschrieben, manuell erfolgt.

Zusätzlich zur Betrachtung der Stationärergebnisse werden im Rahmen der Basisvermessung Standardzyklen, wie beispielsweise der WLTP-Zyklus, gefahren und bezüglich der Emissions- und Verbrauchswerte mit Erfahrungs- und Simulationswerten korreliert. Dies dient zur abschließenden Validierung des Motors, wird jedoch an dieser Stelle nicht weiter betrachtet.

6.5.2 Stationäre Volllastkurven mit eTurbo

Nachdem der Motor, wie eingangs beschrieben, in der Niederdruckstufe auf einen elektrisch unterstützten Wastegate-Turbolader umgebaut wurde, erfolgt die Vermessung der stationären Volllastkurve. Tabelle 6.2 zeigt Kenngrößen der beiden Turbolader im Vergleich.

Tabelle 6.2: Vergleich der relevanten Kenngrößen von Basis-ATL und eTurbo

	Basis	eTurbo
Allgemein		
$T_{2,max}$ [$^{\circ}C$]	220	220
$T_{3,max}$ [$^{\circ}C$]	900	905
Art	VTG	WG
Lagerung	gleitgelagert	kugelgelagert
Maximaldrehzahl [min^{-1}]	181.300	152.780
Turbine		
A/R	20	
D6 [mm]	44.5	49
D5 [mm]	50	55
Trim ($D6^2/D5^2$) [%]	79.2	79.4
Trim (D6/D5) [%]	89	89.1
Schaufelzahl	11	10
Verdichter		
Typ	Ported Shroud	Ported Shroud
D1 [mm]	43.66	53.2
D2 [mm]	59	70
Trim ($D1^2/D2^2$) [%]	54.76	57.76
Trim (D1/D2) [%]	74	76
Schaufelzahl	6+6	7+7
Maximale Umfangsgeschwindigkeit [m/s]	560	560

Für die Vermessung wird zunächst ohne elektrische Unterstützung gefahren, um die prinzipielle Performance des Laders bewerten zu können. Darüber hinaus wird in diesem ersten Schritt keine Änderung der Bedatung durchgeführt, sodass die

Nennleistung die der Basis noch nicht übersteigt. Es erfolgt ein Vergleich mit der Basisvariante, der in Abbildung 6.12 dargestellt ist.

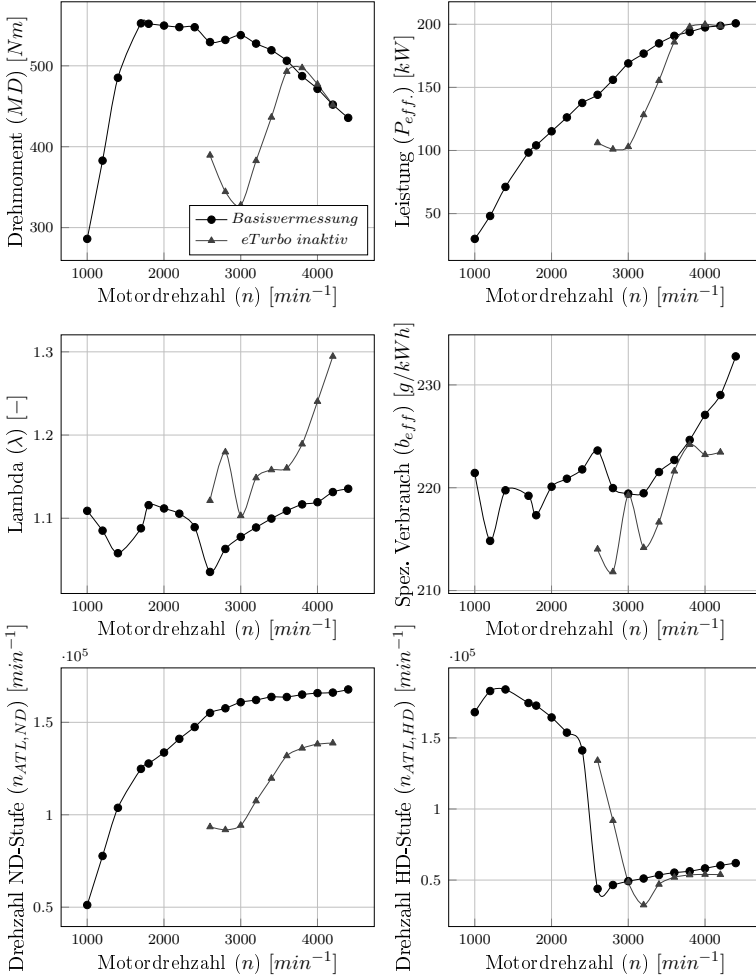


Abbildung 6.12: Volllastkurve mit ausgeschaltetem eTurbo im Vergleich mit der Basisvermessung

In einem weiteren Schritt wird die Bedatung entsprechend angepasst und das System auf eine Erhöhung der Nennleistung appliziert. Darüber hinaus wird in einem weiteren Schritt der eTurbo aktiviert und eine weitere Applikationsschleife durchlaufen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.13 auf der nächsten Seite dargestellt.

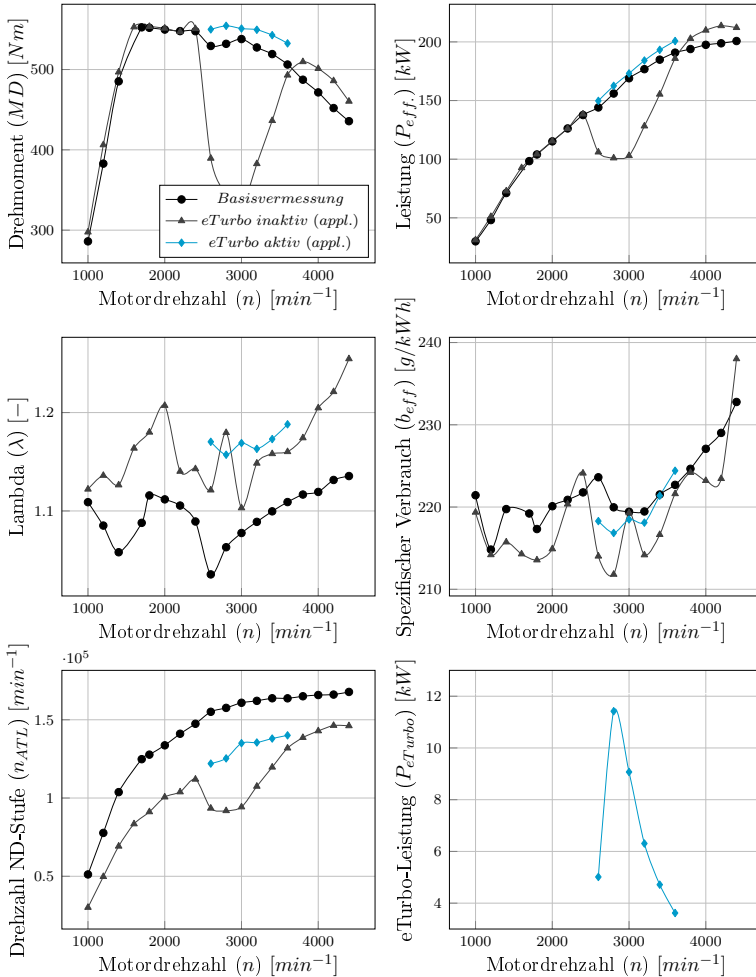


Abbildung 6.13: Vollastkurve mit aus- und eingeschaltetem eTurbo nach erfolgter Erstapplikation im Vergleich mit der Basisvermessung

Die in Abbildung 6.13 dargestellten Motorergebnisse entsprechen in qualitativer Hinsicht denen der in Abbildung 6.8 auf Seite 60 gezeigten Simulation. Insbesondere im bereits erwähnten Übergangsbereich zwischen $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3600 \text{ min}^{-1}$ ergeben sich in der quantitativen Betrachtung des Motordrehmoments deutliche Unterschiede. Diese Differenzen sind in der Tatsache begründet, dass der Fokus der Prüfstandsuntersuchung aufgrund der begrenzten zeitlichen Verfügbarkeit darauf gelegt wurde, Untersuchungen mit dem aktivierten eTurbo durchzuführen, um neue

Erkenntnisse zu gewinnen. In den dargestellten Messdaten wurde kein applikativer Eingriff vorgenommen, um das im mittleren Drehzahlbereich einbrechende Motor-drehmoment - beispielsweise durch eine Anpassung der Regelung von Ladedruckregelklappe und VTG des Hochdruckladers - zu kompensieren. Hieraus resultiert auch der quantitative Unterschied in der zum Antreiben des eTurbo benötigten Leistung. Die Drehmomentkurven sind sowohl mit aktiviertem eTurbo im Übergangsbereich, als auch ohne elektrische Unterstützung im Bereich der Nennleistung in qualitativer sowie in quantitativer Hinsicht vergleichbar, wenn auch das angestrebte Leistungsziel aufgrund des Erreichens des Grenzwertes für die Verdichteraustrittstemperatur leicht unterschritten wird. Weitere Unterschiede ergeben sich bei Betrachtung des spezifischen Verbrauchs. Im Allgemeinen ist der spezifische Verbrauch der Basis in der Simulation um etwa 10 g/kWh schlechter, als in der Vermessung. Grund für diese Unterschiede ist unter anderem, dass das Simulationsmodell zum Zeitpunkt der Simulation auf einem anderen Reifegrad basierte, als der tatsächlich untersuchte Realmotor. Während bei der in Abbildung 6.8 auf Seite 60 dargestellten Simulation die Wirkungsgradkette bereits berücksichtigt wurde, wird der eTurbo im Motorversuch aus einem Energiespeicher bestromt, sodass der spezifische Verbrauch zunächst niedriger ist, als der der Basis. Dies gilt analog für das Motormoment bzw. die Motorleistung, da keine Energie an der Kurbelwelle entnommen wurde. Wird angenommen, dass die Energie zum Antrieb des eTurbos direkt an der Kurbelwelle entnommen wird, muss die Motorleistung entsprechend Gleichung (6.3) korrigiert werden.

$$P_{eff.,korr} = P_{eff.} - P_{eTurbo} \cdot \frac{1}{\eta_{Generator}} \cdot \frac{1}{\eta_{Leistungselektronik}} \quad (6.3)$$

Darüber hinaus berechnet sich der spezifische Verbrauch unter obiger Annahme wie in Gleichung (6.4) dargestellt.

$$b_{eff.,korr} = b_{eff.} \cdot \frac{P_{eff.}}{P_{eff.,korr}} \quad (6.4)$$

In Abbildung 6.14 auf der nächsten Seite wird die aus Abbildung 6.13 auf der vorherigen Seite bekannte Grafik um die korrigierten Größen ergänzt.

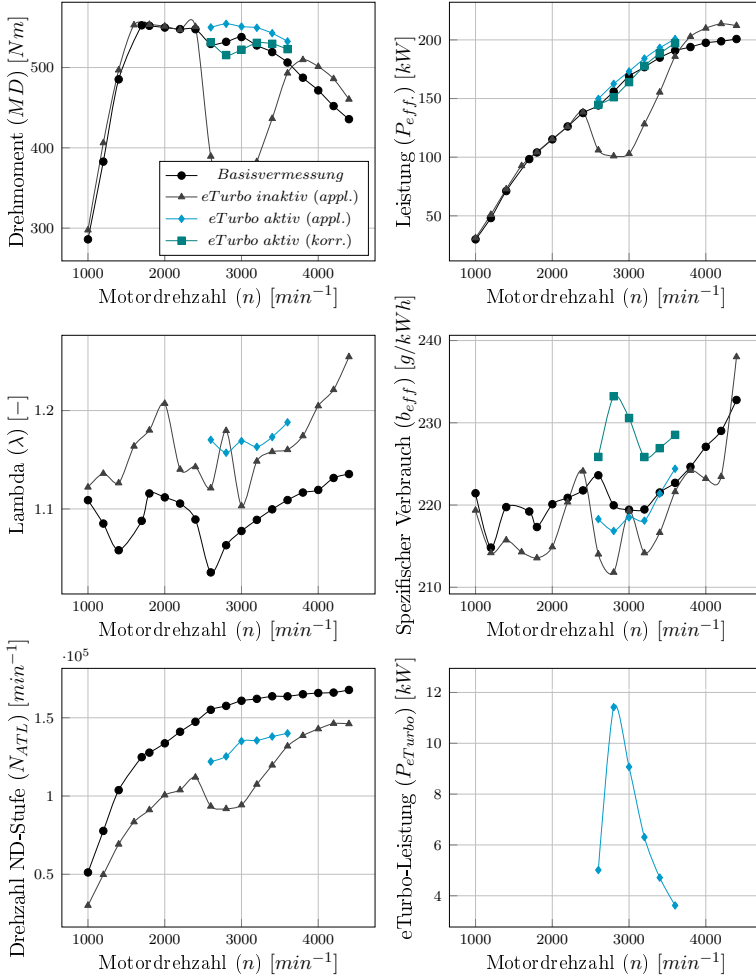


Abbildung 6.14: Vollastkurve mit aus- und eingeschaltetem eTurbo (Energie aus der Batterie / von der Kurbelwelle) im Vergleich mit der Basisvermessung

Wie aus obiger Abbildung ersichtlich wird, zeigt die eTurbo-Konfiguration im Vergleich zur Basis beim direkten Betrieb über die Kurbelwelle im Übergangsbereich der Turbolader leichte Defizite bezüglich Drehmoment und Leistung. Diese Defizite sind jedoch vernachlässigbar, da sie einerseits verhältnismäßig gering sind, andererseits nur dann zum Tragen kommen würden, sofern der Betriebspunkt über längere Zeit konstant mit leerem Energiespeicher gefahren werden würde. Dies lässt sich im Übrigen beispielsweise durch entsprechende Getriebebeschaltstrategien vermeiden.

Bei der Betrachtung des spezifischen Verbrauchs zeigen sich in diesem Fall deutliche Nachteile, da die Wirkungsgrade von Generator und Leistungselektronik zusätzlich kompensiert werden müssen. Die Annahme der Wirkungsgrade für Generator und Leistungselektronik ist in der zugrunde liegenden Berechnung mit je 90% verhältnismäßig konservativ. Aktuelle elektrische Maschinen liegen in der Regel einige Prozentpunkte darüber.

6.5.3 Dynamikuntersuchungen

Bei der Betrachtung des Gesamtsystems in der Simulation zeigt insbesondere die Dynamik großes Potenzial. Um die Dynamik im Motorversuch entsprechend bewerten zu können, wurden zunächst entsprechende Vergleichsmessungen mit der Basiskonfiguration durchgeführt. Um die Dynamik möglichst vergleichbar zu machen, werden sowohl die Basis, als auch die modifizierte Konfiguration zunächst ohne AGR gefahren. Es erfolgt überdies im späteren Verlauf ein Vergleich mit unterschiedlichen AGR-Raten. Sofern nicht anders notiert, beginnen alle Lastsprünge bei einem Mitteldruck von $0,5\text{ bar}$. Die Durchführung der Lastsprünge erfolgt nach einem einheitlichen Schema: Nach einer definierten Abkühlphase werden 5 Lastsprünge nacheinander gefahren, wobei jeweils zwischen den Lastsprüngen eine Leerlaufphase von 40 Sekunden liegt. Zur Auswertung werden die einzelnen Sprünge einer Gruppe verglichen und jeweils der Lastsprung ausgewählt, der den Median der Lastsprunggruppe darstellt.

Um eine übergeordnete Aussage zur Dynamiksteigerung durch den Einsatz des eTurbo treffen zu können, werden zunächst die Lastsprünge von Basis und eTurbo bei verschiedenen Drehzahlen verglichen. Hierbei beschränkt sich der Vergleich in einem ersten Schritt nur auf das Motordrehmoment. Die Vergleiche sind in Abbildung 6.15 auf der nächsten Seite dargestellt.

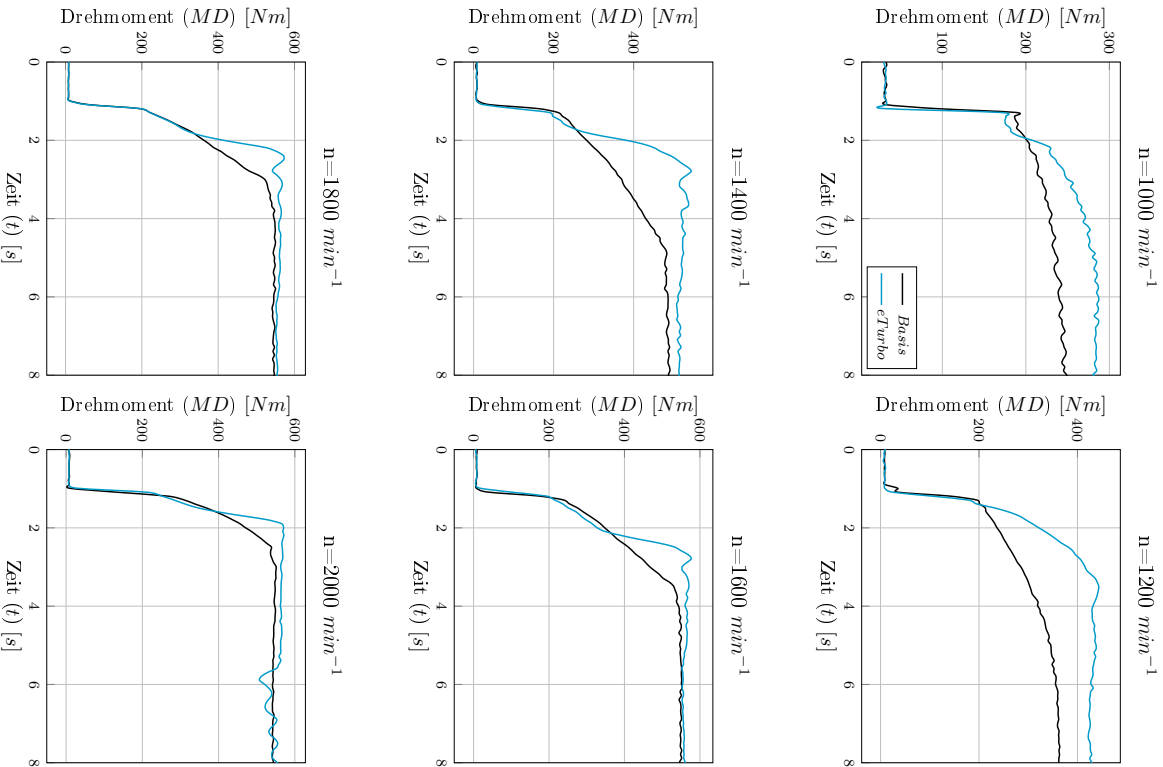


Abbildung 6.15: Gegenüberstellung der Drehmomentverläufe von Basis und eTurbo bei verschiedenen Drehzahlen

Prinzipiell kann die Aussage getroffen werden, dass der Einsatz des eTurbo dem System zu einer signifikant verbesserten Dynamik im Lastsprung verhilft. Zu beachten ist hierbei, dass bereits die Basis aufgrund der Ausführung der zweistufigen Aufladegruppe mit einem spezifischen Momentengradienten $\Delta MD_{spez.}$ von bis zu 65 Nm/s/l hochdynamisch ist. Es ist überdies deutlich zu sehen, dass der Effekt des elektrisch unterstützten Ladedruckaufbaus insbesondere bei niedrigen Motordrehzahlen sehr großes Potenzial birgt, da dort die Massendurchsätze über die Turbine, welche das konventionelle Aufladesystem benötigt, um den ATL auf die entsprechende Drehzahl zu bringen, sehr gering sind. Dieser Vorteil zeigt sich im Fahrbetrieb insbesondere bei einem sogenannten “Tip-in”, einer Volllastanforderung aus dem rollenden Schubbetrieb. Mit steigenden Motordrehzahlen nimmt der Effekt aufgrund der ansteigenden Massendurchsätze demzufolge ab, jedoch bietet auch hier der eTurbo noch einen Vorteil.

In der Vermessung zeigt der eTurbo z.T. eine höhere Dynamik, als in der in Abschnitt 6.4.3 auf Seite 61 dargestellten Simulation. Grund hierfür ist, dass zum Zeitpunkt der Simulation weder die genaue Ausgangsleistung der für den Antrieb des eTurbo verwendeten Leistungselektronik, noch die genaue Massenträgheit des eTurbo Laufzeugs bekannt waren. Für beide Variablen wurden realistische, aber konservative Schätzungen vorgenommen.

Um die Lastsprungfähigkeit detaillierter zu bewerten, wird exemplarisch der Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ genauer untersucht. Wiederum wird in dieser Betrachtung der Vergleich ohne AGR durchgeführt, da zunächst die reine Dynamik des Aufladesystems im Fokus steht.

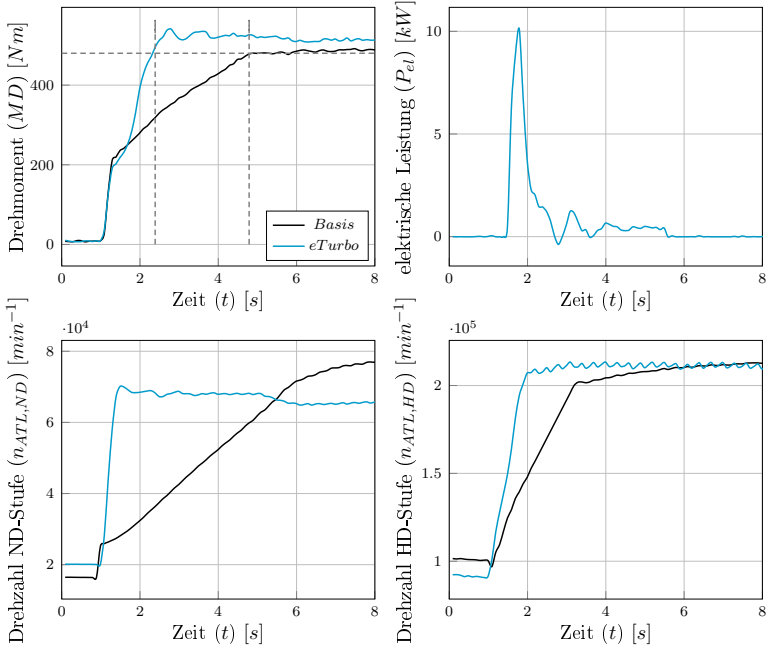


Abbildung 6.16: Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Bei Betrachtung der in Abbildung 6.16 dargestellten Kurven werden die Dynamikvorteile der eTurbo-Variante im Vergleich zur Basis deutlich: Der bereits bemerkenswerte Drehmomentanstieg der Basisvariante wird vom mit eTurbo betriebenen Verbrennungsmotor deutlich übertroffen. Während die Basis etwa 3,5 Sekunden benötigt, um das stationäre Moment zu erreichen, liegt dieses bei der Variante mit eTurbo bereits nach etwa 1,2 Sekunden an und wird kurzfristig sogar - aufgrund der Applikation - übertroffen. Ein ähnliches Verhalten ist beim Drehzahlaufbau der Abgasturbolader, insbesondere beim Drehzahlaufbau der Niederdruckstufe, zu beobachten. Die zum Antreiben des eTurbo benötigte Leistung beträgt in der Spitze 10 kW , jedoch wird diese Leistung nur sehr kurzfristig benötigt.

In Standardapplikationen wird die AGR-Rate in Lastsprüngen im Regelfall auf ein Minimum reduziert, um eine möglichst hohe Dynamik darstellen zu können. Man bewegt sich applikativ entlang der sogenannten "Rauchgrenze". Durch den extrem schnellen Ladedruckaufbau bei Verwendung des eTurbos ergibt sich die Möglichkeit, trotz erhöhter AGR-Raten (und damit signifikant niedrigerer Stickoxid (NOx)-Emissionen) eine äußerst gute Dynamik darzustellen. Im Folgenden wird zunächst der Effekt der Beimischung einer AGR während eines Lastsprungs der Basis bei einer Motordrehzahl von $n = 1600 \text{ min}^{-1}$ dargestellt.

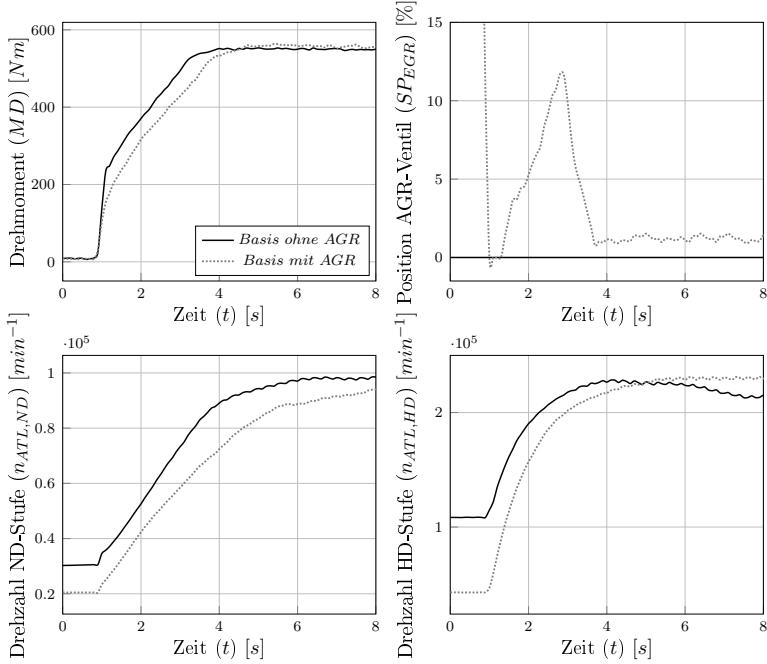


Abbildung 6.17: Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Einfluss der AGR-Beimischung

Wie aus Abbildung 6.17 ersichtlich, zeigt die Beimischung der AGR im Lastsprung deutliche Dynamiknachteile. Dies ist darin begründet, dass, sofern Hochdruck-AGR verwendet wird, diese bereits vor der Turbine entnommen wird. Dieses Abgas steht dann nicht mehr zum Antreiben der Turbine zur Verfügung. Im Falle der Verwendung von Niederdruck-AGR muss saugseitig vor dem ATL-Verdichter ggf. leicht angedrosselt werden, um ein entsprechendes Druckgefälle zum Treiben der AGR zu gewährleisten. Diese Drosselverluste wirken sich ebenfalls negativ auf die Lastsprungfähigkeit des Systems aus. Im vorliegenden Fall wird lediglich Hochdruck-AGR eingesetzt. Die Regelgröße der AGR-Regelung ist die AGR-Rate, sodass die tatsächliche AGR-Volumenstrom mit dem gesamten Massenstrom in den Motor korreliert. Dargestellt ist in der Grafik die Position des HD-AGR-Ventils. Begründet in einer Bedatung der Steuergeräte und somit der Regelungsstrukturen auf Vorentwicklungsstand, schließt das Hochdruck-AGR-Ventil zunächst bei Lastanforderung. Da die Rate im Folgenden zu gering ist, wird es entsprechend geöffnet, um die vorgegebene Rate darstellen zu können. Es erfolgt eine Korrektur der Ansteuerung, sowie bei Erreichen des gewünschten Motordrehmoments ein Einpendeln auf einen konstanten Wert.

Der obigen Grafik werden im Folgenden weitere Messungen hinzugefügt: Ein Lastsprung mit eTurbo ohne AGR, ein Lastsprung mit eTurbo mit der AGR-Rate der

Basis sowie ein Lastsprung mit eTurbo, bei dem eine forcierte Mindest-AGR-Rate appliziert wurde, die deutlich über der Basisrate liegt. Abbildung 6.18 zeigt die entsprechenden Graphen.

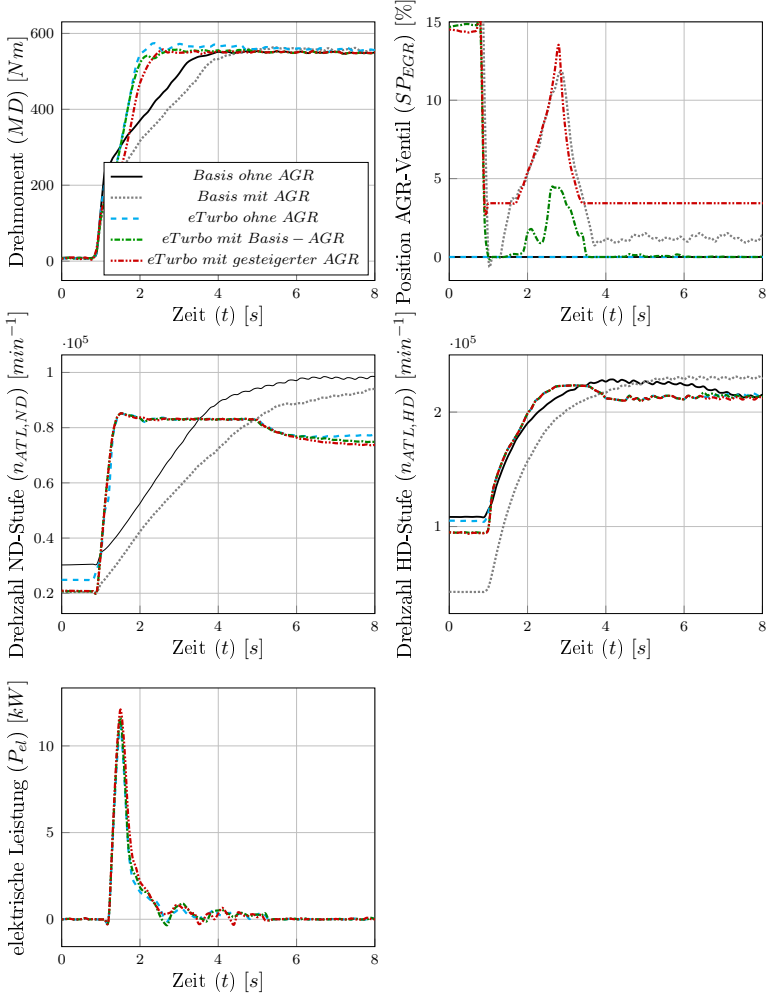


Abbildung 6.18: Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von unterschiedlichen AGR-Raten

Es zeigt sich auch beim Einsatz des eTurbo, dass die Erhöhung der AGR-Rate die Dynamik des Systems verringert. Dies kann jedoch (zu einem großen Teil) durch den elektrischen Antrieb des Laders kompensiert werden, was bei der Betrachtung der dargestellten elektrischen Leistung deutlich wird. Da der eTurbo eine interne Drehmoment- und somit Strombegrenzung besitzt, ist der Unterschied in der ersten Beschleunigung nur marginal. Im Vergleich mit der Basis zeigt sich, dass sogar der Lastsprung unter Verwendung der angehobenen AGR-Rate mit eTurbo dynamischer ist, als der Lastsprung der Basisvariante ohne AGR. Hierdurch wird einerseits das signifikante Dynamik- und somit Performancepotenzial aufgezeigt, andererseits aber auch das Emissionsminderungspotenzial, welches der Einsatz eines eTurbo bietet, da er es selbst in anspruchsvollen Fahrsituationen ermöglicht, hohe AGR-Raten zu treiben und damit insbesondere den Stickoxidausstoß zu minimieren.

Selbstverständlich erfordert nicht jede Fahrsituation eine solch starke Lastanforderung, wie in den obigen Grafiken gezeigt. Hier bietet der eTurbo die Möglichkeit eines drehmoment- oder stromgeregelten Hochlaufs. Abbildung 6.19 zeigt die Lastsprungkurven für unterschiedlich applizierte Momentenbegrenzungen für den Elektromotor auf der Turboladerwelle.

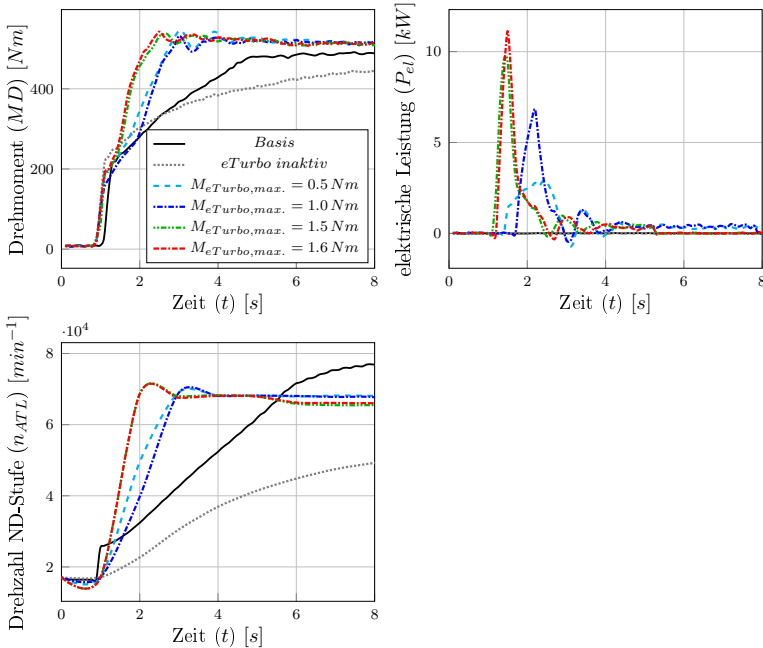
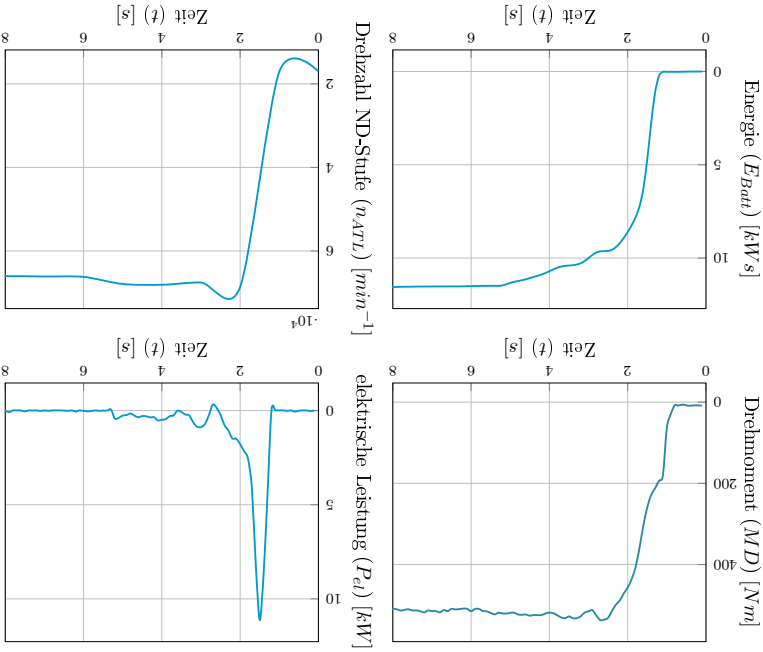


Abbildung 6.19: Lastsprung bei $n = 1400 min^{-1}$, Vergleich von unterschiedlichen Maximalmargen für das Drehmoment des Elektromotors

Abbildung 6.20 zeigt einen Lastsprung und die dabei abgegrufene Leistung. Integriert man die im Sprung entstandene elektrische Leistungskurve, ergibt sich eine kumulierte Energie von etwa 12 kWs . In Relation zu einem beispielsweise für E-Bikes üblichen und in zukünftigen (Hybrid-)Fahrzeugen größer dimensionierten Akku mit 10 Ah entspricht dies bei einem Spannungsniveau von 48 V nur etwa $0,7\%$ des Energiespeichervermögens. Die Energie, um das System bei einer spontanen Lastanforderung im Ladezustand zu unterstützen, ist also im Regelfall immer vorhanden - insbesondere bei Hybridfahrzeugen, welche beispielsweise beim Verzögern des Fahrens in der Lage sind, deutlich größere Energiemengen zu rekuperieren und zu speichern.

Abbildung 6.20: Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Untersuchung der zum Antreiben des ATL benötigten Energie



Es wird deutlich, dass der eTurbo ohne elektrische Unterstützung eine schlechtere Dynamik als die Basis hat, da diese über eine VTG verfügt und der eTurbo deutlich größer dimensioniert ist. Bereits mit einem kleinen auf die Laderwelle wirkenden Drehmoment von $0,5 \text{ Nm}$ ergibt sich eine signifikante Verbesserung der Dynamik. Wird das Drehmoment auf den in dieser Auslegung maximal verfügbaren Wert von $1,6 \text{ Nm}$ gesteigert, wird das verbleibungsmotorische Sollmoment noch etwa 750 ms früher erreicht, sodass die Dynamik letztendlich der eines hubraumstarken Saugmotors nahekommt. Der Energiebedarf eines solchen Unterstützungssystems muss ebenfalls betrachtet und bewertet werden.

6.5.4 AGR-Strategien

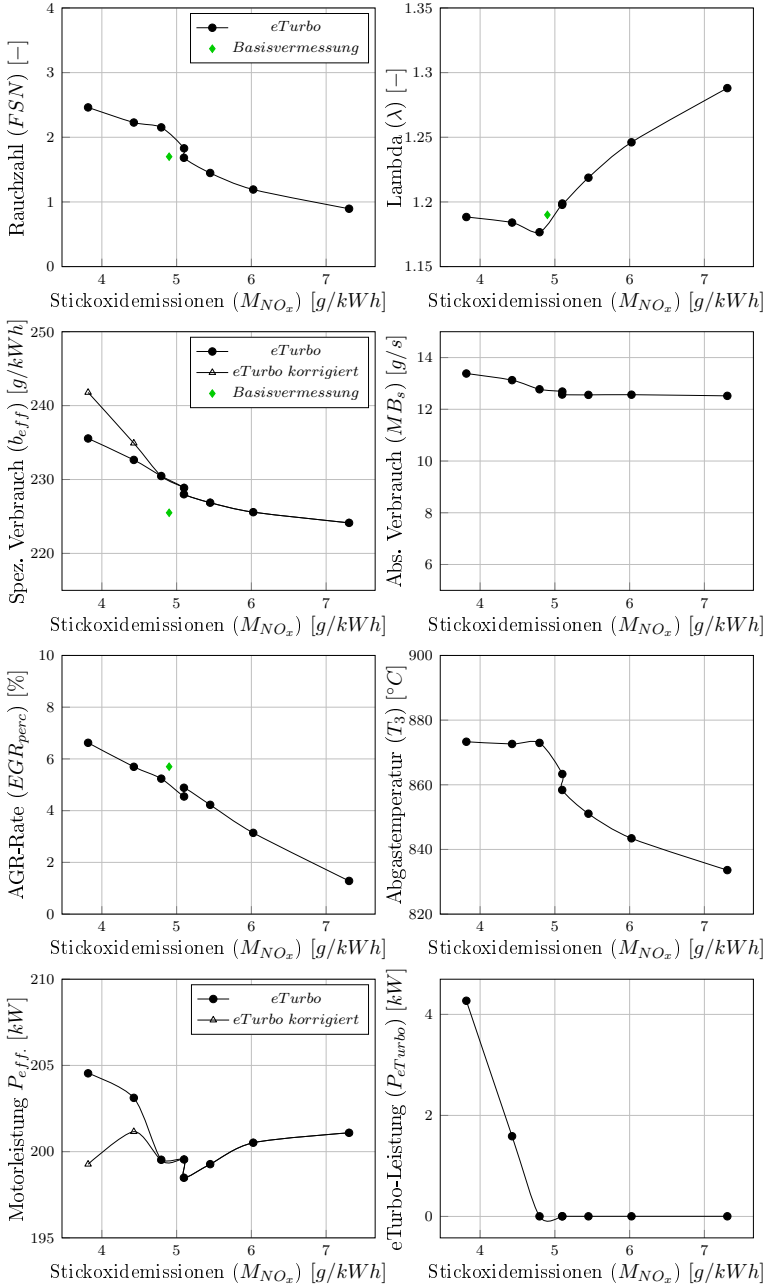
Nicht nur im instationären, sondern auch im (quasi-)stationären Fall eröffnet der Einsatz eines eTurbos die Möglichkeit, neue und abgewandelte AGR-Strategien umzusetzen. Dies gilt sowohl für die Voll- als auch für die Teillast.

Ausgehend von der Basisapplikation wird unter Einsatz des untersuchten eTurbo analog zur Basis eine Nennleistung $P_{nenn} = 200 \text{ kW}$ erreicht. Im Gegensatz zur Basis bietet der größer dimensionierte eTurbo jedoch in diesem Betriebspunkt einen signifikanten Luftüberschuss, was sich im deutlich höheren λ -Wert zeigt. Wird dieser Luftüberschuss nicht dafür benötigt, die Leistung weiter zu steigern, kann im Gegenzug die AGR-Rate signifikant erhöht werden, um so das Emissionsverhalten zu verbessern. Dies ist im Folgenden dargestellt.

In Abbildung 6.21 auf der nächsten Seite sind alle Diagramme über den Stickoxidemissionen in g/kWh aufgetragen, da dies es bei AGR-Betrachtungen ermöglicht, auf einen Blick die Auswirkungen zu erkennen. Je weiter links ein Messpunkt auf der X-Achse platziert ist, desto geringer sind die korrespondierenden Stickoxidemissionen. Es erfolgt ein Vergleich mit der Basisvermessung, um den Effekt des Einsatzes des eTurbo besser darstellen zu können.

Prinzipiell wird der Motor im eTurbo-Betrieb zunächst mit einer verhältnismäßig geringen AGR-Rate betrieben, woraus eine Stickoxidemission von etwa 7.2 g/kWh resultiert. Mit Steigerung der AGR-Rate, in der Regel als "AGR-Haken" bezeichnet, ergeben sich, neben sinkenden Stickoxidemissionen, weitere Effekte. Da durch die rückgeführten Abgase weniger Luft in den Brennraum gelangt, sinkt das Verbrennungsluftverhältnis λ , wodurch die Verbrennung mehr Ruß emittiert, was sich in der steigenden Rauchzahl (FSN) zeigt. Bis zum Bereich der Stickoxidemissionen von etwa 5 g/kWh wird der eTurbo nicht elektrisch unterstützt. Die für das Antreiben des eTurbo benötigte Leistung wird (inklusive der entsprechenden Wirkungsgradkette) mit der Motorleistung bilanziert. Dies zeigt sich bei Betrachtung der dargestellten Motorleistung. Während die tatsächlich vom Verbrennungsmotor erbrachte Leistung bis auf etwa 205 kW steigt, bleibt die korrigierte Leistung gemäß Gleichung (6.3) auf Seite 71 konstant bei den als Referenz dienenden 200 kW . Ebenso wird der spezifische Verbrauch gemäß Gleichung (6.4) auf Seite 71 korrigiert.

Unter Einsatz des aktiven eTurbos ist es möglich, die Stickoxidemissionen signifikant bis auf 3.8 g/kWh zu senken und gleichzeitig akzeptable Rauchzahlen < 2.5 darzustellen. Somit lassen sich in diesem Betriebspunkt die Stickoxidemissionen im Vergleich zur Standardbedatung um 47%, im Vergleich zur Basis ohne eTurbo um 23% senken. Hierfür ist jedoch eine Erhöhung des Verbrauchs um 5.4% gegenüber der Standardbedatung bzw. 4.4% gegenüber der Basis in Kauf zu nehmen.

Abbildung 6.21: AGR-Haken bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ im Vergleich mit der Basisvermessung

Neben einer positiven Beeinflussung insbesondere der Stickoxidemissionen durch eine Abwandlung der AGR-Strategie an der Volllast bietet der Einsatz des eTurbos auch in der Teillast Potenziale und Freiheitsgrade.

Üblicherweise wird in einer geregelten zweistufigen Aufladekonfiguration der Ladedruck im Teillastbereich durch den Hochdrucklader dargestellt. Um die entsprechenden Ladedrücke bereitstellen zu können, wird die VTG geschlossen, was in einer Verschlechterung des Turbolader-Wirkungsgrades resultiert. Durch den Einsatz des eTurbos ist es möglich, per elektrischem Antrieb der Niederdruckstufe ein erstes Stufendruckverhältnis bereitzustellen. Hierdurch entfällt weniger zu leistende Verdichtungsarbeit auf die Hochdruckstufe, wodurch deren VTG weiter geöffnet werden kann. Der Ladungswechsel wird hierdurch verbessert, wodurch der Gesamtwirkungsgrad steigt und der Verbrauch reduziert wird.

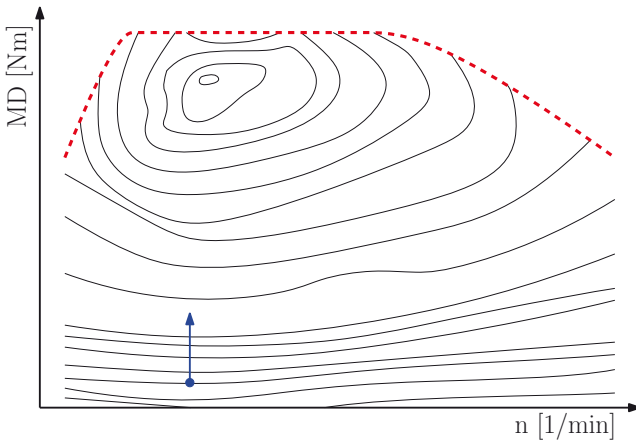


Abbildung 6.22: Verbrauchsdiagramm eines Verbrennungsmotors, schematisch

Abbildung 6.22 zeigt eine schematische Darstellung eines Verbrauchs- bzw. Muscheldiagramms. Unter der Annahme, dass die Leistung zum Antreiben des Elektromotors am Niederdrucklader nicht aus der Batterie, sondern über einen entsprechend dimensionierten Generator direkt an der Kurbelwelle des Motors entnommen wird, muss diese Leistung verbrennungsmotorisch kompensiert werden, sodass der Verbrennungsmotor aufgelastet wird. Betrachtet man den ursprünglichen Betriebspunkt, welcher im Verbrauchsdiagramm durch einen Punkt symbolisiert wird, so muss ausgehend von diesem eine vertikale Verschiebung anhand des dargestellten Pfeils erfolgen. Dieses Auflasten sorgt somit dafür, dass sich der Betriebspunkt im Verbrauchskennfeld hin zu besseren spezifischen Verbräuchen verschiebt.

Nachfolgend wird eine entsprechende Untersuchung dargestellt, welche bei dem Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{M,eff.} = 7 \text{ bar}$ durchgeführt wurde. Dieser Punkt ist ein in der Praxis gerne verwendeter und für den realen Teillastbetrieb reprä-

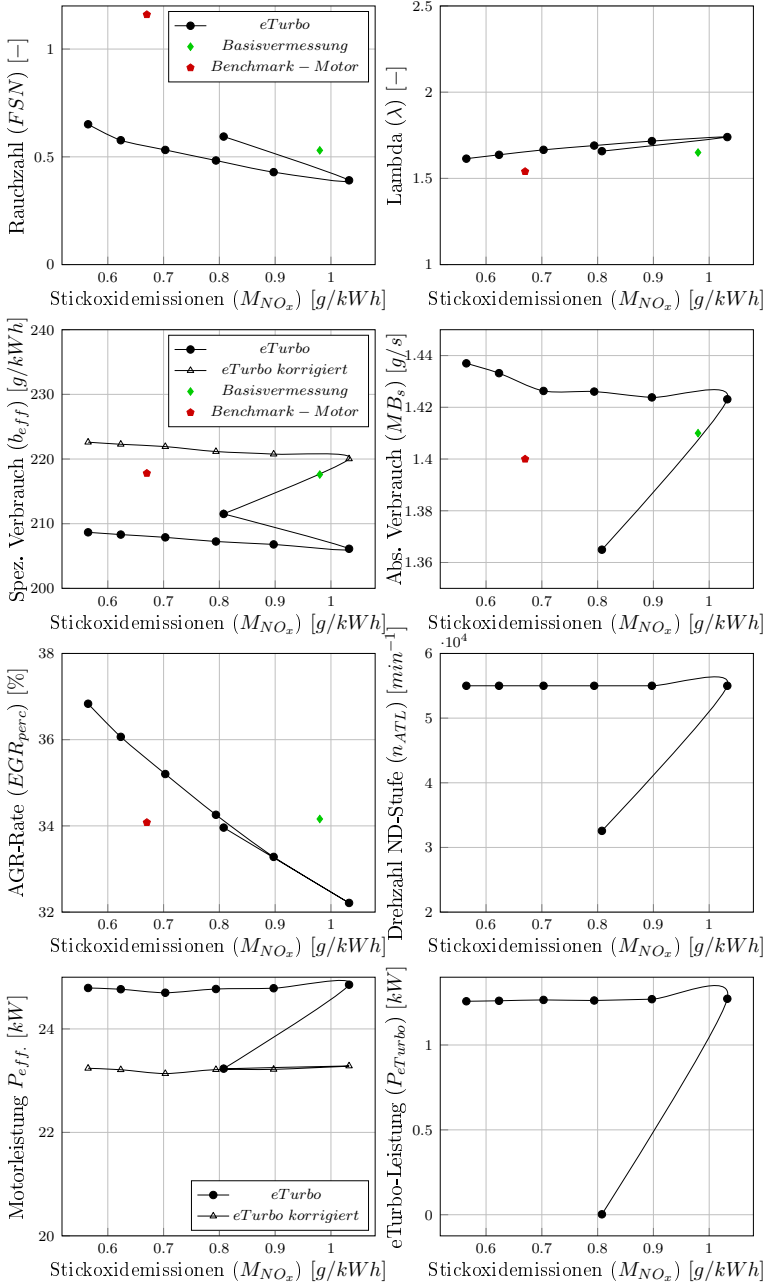
sentativer Betriebspunkt. Überdies wurden stichprobenartig weitere Teillastbetriebspunkte untersucht, wobei ähnliche Ergebnisse festgestellt werden konnten.

Abbildung 6.23 auf der nächsten Seite zeigt die Ergebnisse der Untersuchung, ebenfalls dargestellt über Stickoxidemissionen in g/kWh . Neben dem bereits bekannten Vergleich mit dem Basismotor ohne eTurbo erfolgt in dieser Betrachtung ein Vergleich mit einem Benchmark-Motor, welcher komponenten- und applikationsseitig auf möglichst gute Emissionen und Verbräuche, ggf. auch unter Hinnahme von Einbußen in Dynamik und Nennleistung, aufgebaut wurde. Mit dem mit eTurbo ausgestatteten Motor wird zunächst ein Basispunkt ohne elektrische Unterstützung vermessen. Dies ist an der Drehzahl der Niederdruckstufe zu erkennen. Die Drehzahl wird im Folgenden elektrisch auf 55.000 min^{-1} angehoben und dann kontinuierlich die AGR-Rate erhöht. Hierbei bleibt die vorhandene Ladedruckregelung aktiv, sodass bei zunehmender Verdichtung in der Niederdruckstufe die VTG der Hochdruckstufe sukzessive geöffnet wird. Wiederum werden Motorleistung und spezifischer Verbrauch gemäß Gleichung (6.3) auf Seite 71 bzw. Gleichung (6.4) auf Seite 71 korrigiert.

Bei Betrachtung der Rauchzahl ist zunächst ersichtlich, dass der Benchmarkmotor im Gegensatz zur Basis zwar höhere FSN-Werte liefert, die Stickoxidemissionen jedoch deutlich reduziert sind. Unter Einsatz des eTurbo ist es möglich, dank höherer AGR-Rate bei gleichzeitig höherem Verbrennungsluftverhältnis λ sowohl die Rauchzahl, als auch die Stickoxidemissionen signifikant zu senken. Lediglich im Verbrauch ergeben sich augenscheinlich leichte Nachteile.

Die erste wichtige Erkenntnis der Untersuchung ist, dass sich die Emissionswerte in den untersuchten Teillast-Betriebspunkten durch den Einsatz des eTurbo, auch ohne elektrische Unterstützung, im Vergleich zur Basis nicht verschlechtern. Die leichten Differenzen sind durch eine Applikation des Ruß-Stickoxid-Tradeoffs angleichbar. Unter Einsatz der elektrischen Unterstützung und der zuvor dargestellten Betriebsstrategie ist es möglich, die Stickoxidemissionen gegenüber der Basis um 17% sowie die Rauchzahl um 5% zu senken, sofern hierfür 1.5% mehr Kraftstoff investiert wird. Auch im Vergleich mit dem Benchmark-Motor ergibt sich die Möglichkeit, für einen Kraftstoffmehreinsatz von 2.5% die Stickoxidemissionen um 14% und gleichzeitig die Rauchzahl um 50% zu senken.

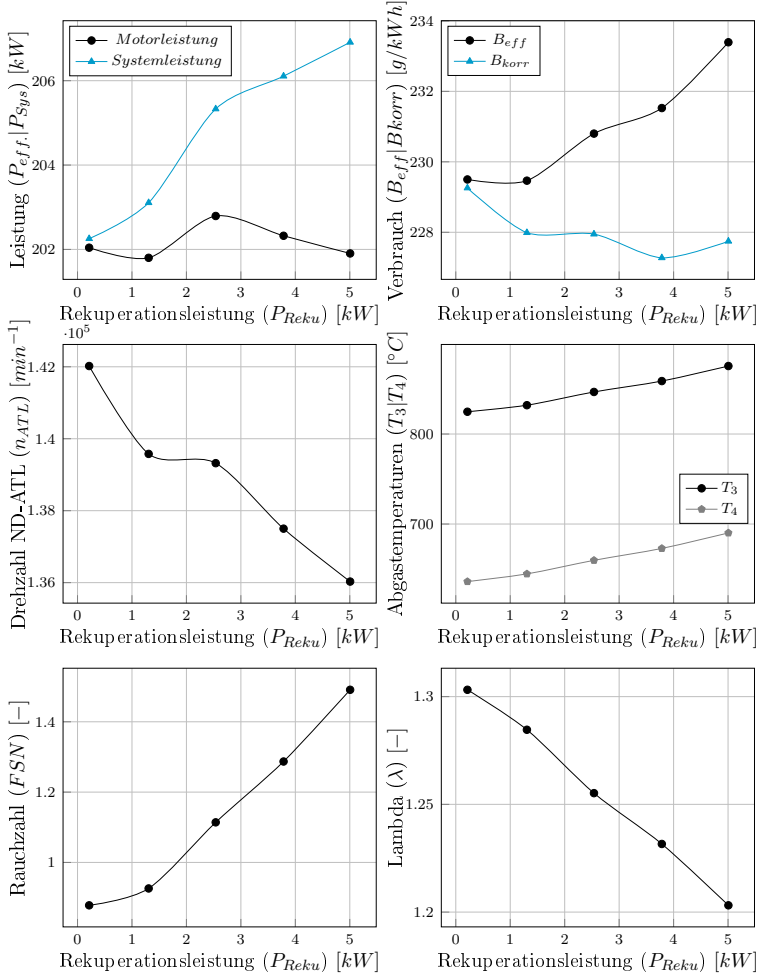
Die Betriebsstrategie stellt somit einen Stellhebel für das Emissionspotenzial dar, um insbesondere die vieldiskutierten Stickoxid- und Ruß-Emissionen für marginalen Kraftstoffmehrverbrauch deutlich zu senken. Darüber hinaus wird über die Veränderung der eTurbo-Drehzahl eine Möglichkeit geschaffen, den Tradeoff zwischen Verbrauch, Ruß- und Stickoxidemissionen weitergehend zu verändern und somit beispielsweise geringere Emissionsverbesserungen bei noch geringerer Verbrauchsdifferenz darstellen zu können.

Abbildung 6.23: AGR-Haken bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{M,eff} = 7 \text{ bar}$

6.5.5 Rekuperation

Ausgehend vom bereits erwähnten Luftüberschuss entlang der Volllast in hohen Drehzahlen, welcher durch den im Vergleich zur Basis vergrößerten Verdichter begründet ist, ergibt sich neben der Steigerung der Nennleistung und der Erhöhung der AGR-Rate eine weitere Möglichkeit, das Gesamtsystem zu beeinflussen: die Rekuperation über den Abgasturbolader. Hierbei fungiert der Elektromotor im eTurbo als Generator. Um den Lader vor Überdrehzahl zu schützen oder den Ladedruck zu begrenzen, wurde bei konventionellen ATL mit Regelmechanismus entweder das Wastegate oder die VTG geöffnet. Das Abgas und die darin enthaltene Enthalpie wurden auf diese Weise ungenutzt in die Abgasanlage geleitet. Durch den Elektromotor im generatorischen Betrieb ist es möglich, die Abgasenergie (teilweise) in elektrische Energie zu wandeln, welche entweder zum direkten Antrieb des Fahrzeugs, oder in einer anderen Art und Weise zwischengespeichert oder verwendet werden kann. Üblicherweise wird hierzu in Hochlastbereichen das WG sukzessive geschlossen, wodurch die durch den eTurbo rekuperierte Leistung steigt. Durch dieses Vorgehen steigen jedoch auch der Abgasdruck p_3 sowie die Abgastemperatur T_3 vor Turbine, sodass es je nach Konzept möglich sein kann, dass das Wastegate mit weiter zunehmender Leistung wieder geöffnet werden muss, um entsprechende Grenzwerte einhalten zu können.

Abbildung 6.24 auf der nächsten Seite zeigt im Folgenden eine Rekuperationsuntersuchung bei einer Motordrehzahl von $n = 4400 \text{ min}^{-1}$.

Abbildung 6.24: Rekuationsversuch bei $n = 4400 \text{ min}^{-1}$ (Vollast)

Die dargestellten Diagramme sind über der rekuorierten Leistung aufgetragen. Die Gesamtsystemleistung berechnet sich aus der rekuorierten Leistung und der Leistung der Verbrennungsmotors unter Beachtung der Wirkungsgradkette gemäß Gleichung (6.5).

$$P_{Sys} = P_{eff} + P_{Reku} \cdot \eta_{Generator} \cdot \eta_{Leistungselektronik} \cdot \eta_{Antriebseinheit} \quad (6.5)$$

In der dargestellten Konfiguration ist es möglich, bis zu 5 kW zu rekuperieren, ohne etwaig vorgegebene Grenzen, wie beispielsweise die Abgastemperatur T_3 , oder die Rauchzahl FSN auch nur zu tangieren. Begrenzend war in diesem Fall die vom Hersteller für den Prototyp freigegebene maximale Rekuperationsleistung. Diese rekuperierte Leistung kann entweder in den Energiespeicher eingespeist, oder per Hybridmodul direkt als Antriebsenergie zur Verfügung gestellt werden, sodass die Systemleistung steigt und der korrigierte spezifische Verbrauch vermindert wird. Das Delta zwischen den Temperaturen vor Niederdruck-ATL (T_3) und nach Niederdrucklader (T_4) bleibt über die Rekuperation nahezu gleich, da im Gegensatz zu einer "klassischen" Rekuperation, bei der das Wastegate wie eingangs beschrieben mit steigender rekuperierter Leistung zunächst geschlossen und dann ggf. sukzessive geöffnet wird, in diesem Falle das Wastegate geschlossen bleibt. Dies ist in der Auslegung des ATL begründet, da das WG in der prototypischen Ausgestaltung lediglich als Sicherheitsfunktion für den Überdrehzahlschutz des Laders dient, der Lader sonst jedoch wie ein Festgeometrie-ATL betrieben wird.

6.5.6 Katheizen

Neben den aufgezeigten Möglichkeiten, die Thermodynamik des Motors positiv zu beeinflussen, bietet der Einsatz eines elektrisch unterstützten Abgasturboladers weiteres Potenzial, die Emissionen der gesamtheitlichen Antriebseinheit zu senken.

Sofern sie oberhalb ihrer Light-off-Temperatur¹ betrieben werden, erreichen moderne Abgasnachbehandlungssysteme Konvertierungsgrade bis über 99%. Umgekehrt gilt jedoch auch, dass unterhalb der Light-off-Temperatur und insbesondere bei sehr kalten Abgasnachbehandlungssystemen teilweise keine Konvertierung der Schadstoffe stattfindet, weshalb im Betrieb des Verbrennungsmotors versucht wird, über entsprechende applikative Maßnahmen die Abgasnachbehandlungstemperatur immer über der Light-off-Grenze zu halten.

Nach wie vor kritisch ist der so genannte Kaltstart; ein Motorstart, bei dem sowohl der Motor, als auch die Abgasnachbehandlungskomponenten auf (eine ggf. sehr niedrige) Umgebungstemperatur abgekühlt sind. Um das Nachbehandlungssystem aufzuheizen, werden in der Regel Nacheinspritzungen eingesetzt, welche lediglich dazu dienen, Enthalpie in die AGN zu führen. Da diese Einspritzungen vernachlässigbaren Einfluss auf die Leistung des Verbrennungsmotors haben, resultiert daraus letztendlich ein ggf. signifikanter Mehrverbrauch.

Unter Einsatz des eTurbo ergibt sich jedoch eine Möglichkeit, die Kaltstartphase der Abgasnachbehandlung signifikant zu verkürzen und ggf. komplett zu eliminieren. Hierzu sind jedoch einige kleine Änderungen am Gesamtsystem notwendig:

- Es muss sichergestellt werden, dass keine Luft von der Abgasseite in oder durch den Motor fließen kann. Hierzu sollte sichergestellt werden, dass die Auslassventile geschlossen sind. Alternativ dazu kann zwischen Motor und Abgasturbolader eine entsprechende Sperrklappe verbaut werden.

¹ Anspringtemperatur des Katalysators

- Die Wastegateleitung muss das zu heizende Katalysatorelement umgehen. Alternativ hierzu kann hinter dem Wastegate ein 2-Wege-Ventil eingebracht werden, welches erlaubt, im Normalbetrieb den Wastegatemassenstrom über den Katalysator zu führen und im Katheizbetrieb die gewünschten Katalysatorelemente zu heizen. Dies wird in Abbildung 6.25 schematisch dargestellt.
- Der elektrisch unterstützte Abgasturbolader sollte elektrisch in beide Richtungen angetrieben werden können.
- Die Verdichterseite des Turboladers muss abgekoppelt werden können. Hierfür eignet sich ggf. eine mechanische Kupplung im Inneren des ATL, oder eine Anordnung ähnlich der Formel 1 Aufladegruppen, bei denen Verdichter und Turbine mechanisch voneinander getrennt und mit einem jeweils eigenen elektrischen Antrieb versehen sind. Alternativ dazu muss dafür Sorge getragen werden, dass der Verdichter keine signifikante Verdichtungsarbeit vollbringt, da diese sonst zusätzlich zur der Antriebsenergie des eTurbo aufgebracht werden muss. Dies könnte beispielsweise durch eine Umblassung bewerkstelligt werden, wobei hier beachtet werden muss, dass sich die Luft entsprechend erwärmt.

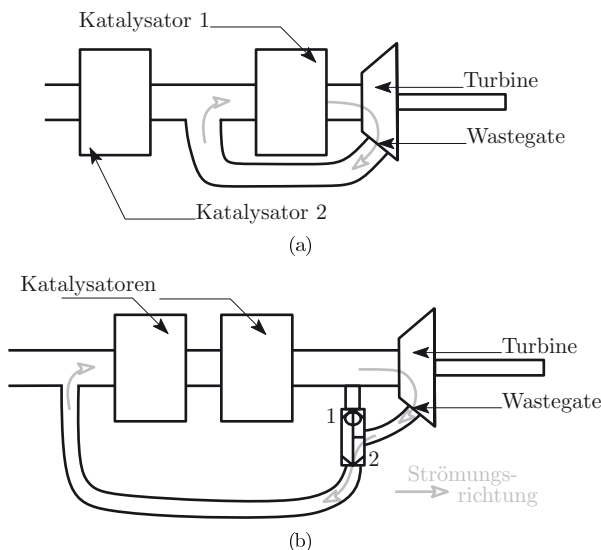


Abbildung 6.25: Schematische Darstellung der Wastegate-Führungsvarianten zum Katheizen

Die grundlegenden Ideen zur im folgenden erklärten Betriebsweise des eTurbo entstammen gemeinsamen Überlegungen mit Brinkert und Kuhn und sind in der Offenlegungsschrift [32] niedergeschrieben. Kuhn führte zu diesem Thema bereits ausführliche Simulationen durch. [31]

Die prinzipielle Betriebsweise bedient sich der Idee einer Verdichtung mit schlechtem Wirkungsgrad. Wird der eTurbo in der zuvor beschriebenen Konfiguration bei Motorstillstand elektrisch entgegen der konventionellen Laufrichtung angetrieben, fördert die Turbine einen Massenstrom vom eigentlichen Auslass durch das geöffnete Wastegate. Durch das entstehende Druckgefälle findet eine durch die drehende Turbine induzierte Kreisströmung statt, sodass kein signifikanter Massenstrom die Abgasnachbehandlungsanlage verlässt. Da die Turbine nicht zur Förderung und Verdichtung von Massenströmen ausgelegt ist, erfolgt die Verdichtung und somit Förderung des Gases mit einem verhältnismäßig schlechten Gesamtwirkungsgrad, woraus letztendlich eine Erwärmung des strömenden Fluids resultiert. Das durch die Katalysatoren strömende, sich erwärmende Gas erwärmt die katalytische Beschichtung und das Trägermaterial der Katalysatoren, sodass diese sich bei einem etwaigen Motorstart bereits über, bzw. zumindest nahe der Lightoff-Temperatur befinden und eine hohe Konvertierungsrate der Abgasschadstoffe ermöglichen. Der Energiebedarf für die Erwärmung des Massenstroms durch Antreiben des eTurbo ist verhältnismäßig gering und kann bei Vorhandensein eines Energiespeichers im Fahrbetrieb rekuperiert werden. Verbrauchsungünstige Nacheinspritzungen können somit effektiv vermieden werden.

Zur Validierung der Simulationsergebnisse am Prüfstand wird ein vereinfachter Messaufbau eingesetzt. Die Katalysatorelemente entfallen im Erstaufbau. Zur Simulation einer etwaigen Drosselung des Massenstroms wird anstelle eines Katalysators eine Abgasklappe ins System eingebracht, um verschiedene Druckverluste untersuchen zu können. Die Messung der Temperaturen erfolgt auf Basis der Gastemperaturen. Die Erwärmung der Katalysatorbestandteile durch die aufgeheizten Gase muss ggf. mit entsprechender Sondermesstechnik untersucht werden. Abbildung 6.27 auf Seite 92 zeigt den Prüfandaufbau sowie die Benennung der Temperaturmessstellen. Die farbliche Kennzeichnung dient der einfacheren Identifikation bei der Darstellung der Aufheizkurven in Abbildung 6.28 auf Seite 92.

Bei Betrachtung der Messergebnisse der in Abbildung 6.28 auf Seite 92 dargestellten Messung, bei der der ATL auf 60.000 min^{-1} angetrieben und die Klappe auf einen Winkel von 45° eingestellt wird, zeigt sich deutlich, dass sich die Aufheizkurven an den unterschiedlichen Stellen signifikant unterscheiden. Auf der Wastegateseite (Messstelle T_4) ist der Temperaturgradient am Stärksten ausgeprägt. Die Erwärmung der Messstellen T_2 und T_1 gegenüber der Erwärmung der Messstelle T_3 bestätigt die Theorie, dass die Strömung im Kreis zirkuliert und das Abgasnachbehandlungssystem nicht, oder nur geringfügig verlässt. Darüber hinaus ist anhand der Aufheizkurven unter Annahme des Energieeintrags durch den Abgasturboladers deutlich die Strömungsrichtung $T_4 \rightarrow T_2 \rightarrow T_1$ zu erkennen.

Die für das Antreiben des eTurbo notwendige Leistung beläuft sich im Mittel auf etwa $3,7 \text{ kW}$. Die recht starken Schwankungen der Leistung sind im Messaufbau selbst begründet. Um den eTurbo elektrisch betreiben zu können, muss dieser zunächst eine Basisdrehzahl von 10.000 min^{-1} erreichen. Dies ist in der internen Drehzahlsensorik sowie der Leistungselektronik des eTurbo begründet und eine Herstellervorgabe des Prototypen zur Sicherstellung der korrekten Drehrichtungserkennung. In Serienkonzepten wird es - so zeigt es die im NLB verbaute Elektromaschine bereits - möglich sein, auch aus der Nulllage heraus zu starten.

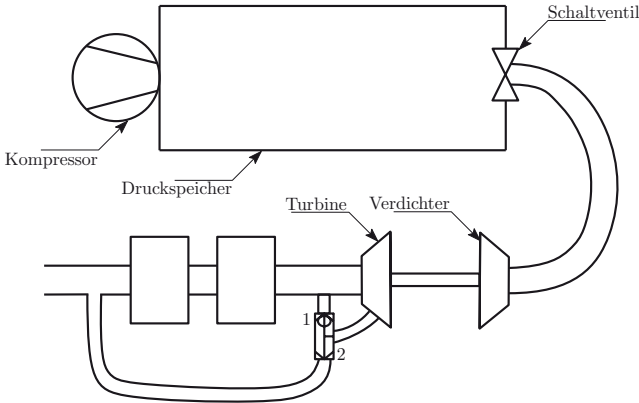


Abbildung 6.26: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zum Katheizen

Um das Erreichen der Basisdrehzahl zu bewerkstelligen, wird der Verdichtereintritt mit Druckluft beaufschlagt, indem das in Abbildung 6.26 dargestellte Schaltventil geöffnet wird. Hierdurch beginnt der ATL, wie die integrierte Drehzahl- und Drehrichtungserkennung zeigt, in konventioneller Richtung zu drehen. Das Schaltventil wird mit Erreichen der Basisdrehzahl und somit mit Aktivierung der elektrischen Ansteuerung des eTurbos geschlossen. Der Verdichter saugt die Rohrverbindung zwischen Ventil und Verdichtereintritt leer, bis sich dort ein Unterdruck einstellt. Beim Aufbauen des Unterdrucks steigt die zur Beibehaltung der Drehzahl aufzuwendende Leistung. Wird der Unterdruck zu hoch, wird das Volumen durch Ansaugen aus dem eigentlichen Verdichteraustritt wieder auf ein höheres Druckniveau gebracht. In dieser Phase findet keine Verdichtungsarbeit auf der Verdichterseite statt, wodurch weniger Leistung zum Halten der Drehzahl benötigt wird. Wäre es möglich, die Verdichterseite zu entkoppeln, würde sich das benötigte Leistungsniveau unter $3,7\text{ kW}$ einstellen. Hierzu könnte man, einen rein elektrischen Start des ATL aus der Nulllage vorausgesetzt, den Verdichter ein- und austrittsseitig verschließen.

Die Aufheizkurven zeigen zwar eine stetige Zunahme der Temperatur, jedoch ist diese deutlich geringer, als in der Simulation prognostiziert. Um hinter dem ATL eine Gastemperatur von 80°C zu erhalten, muss das System etwa 120 s betrieben werden. Dies entspricht unter Annahme einer mittleren Leistung von $3,7\text{ kW}$ einer einzubringenden Energie von 444 kW s und somit bei einer Spannungslage von 48 V signifikanten $9,25\text{ Ah}$. Grund hierfür sind starke Wärmeverluste, welche am Ende des Kapitels detaillierter dargestellt werden.

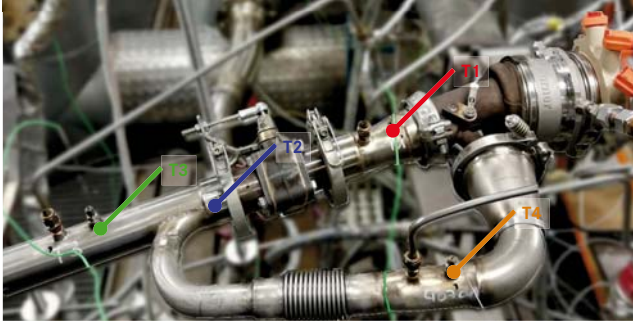
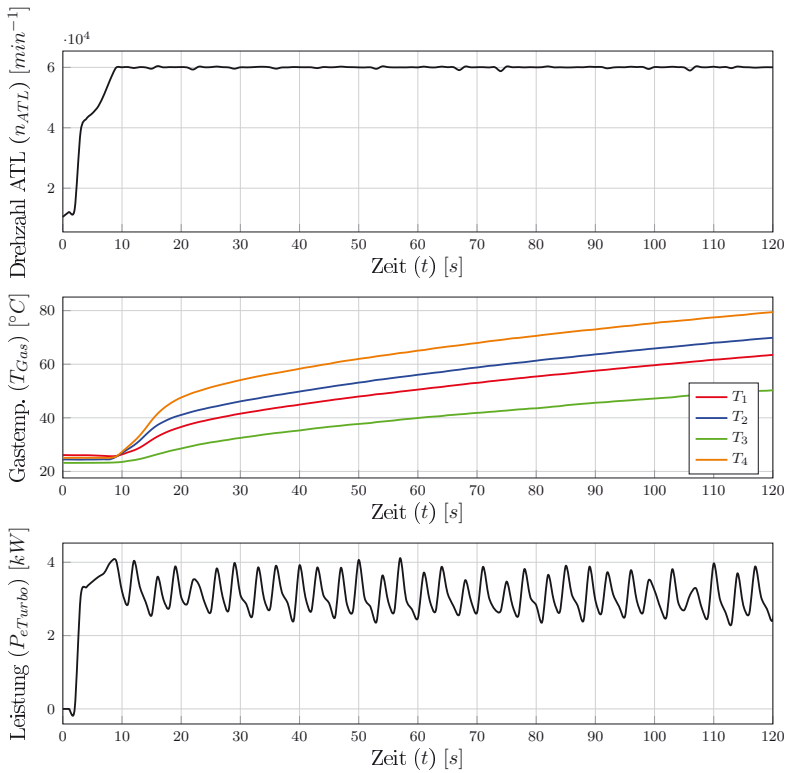


Abbildung 6.27: Systemaufbau zur Katheiz-Untersuchung

Abbildung 6.28: Katheizversuch mit vorwärtsdrehendem ATL, $n = 60.000 \text{ min}^{-1}$, Klap-penstellung = 45°

Im Zuge der Prüfstandskampagne wurde versucht, etwaige Sensitivitäten zu ermitteln. Hierzu wurden alle Parameter konstant gehalten und nur jeweils ein Parameter variiert. Abbildung 6.29 zeigt die Sensitivität bezüglich unterschiedlicher Drehzahlen des eTurbos. Der Übersicht wegen wird von den jeweils ermittelten Gasttemperaturen nur die sich am stärksten aufheizende Messstelle, T_4 , dargestellt. Dieses Vorgehen wird im Folgenden beibehalten. Es zeigt sich, dass die Drehzahl und somit die eingebrachte Energie signifikanten Einfluss auf die Erwärmung des Gases hat. Insbesondere der Gradient zu Beginn der Erwärmung ist bei der höchsten Drehzahl des ATL ($n = 60.000 \text{ min}^{-1}$) deutlich ausgeprägter, als in niedrigen Drehzahlen. Eine höhere Drehzahl konnte an dieser Stelle nicht vermessen werden, da die den eTurbo speisende Energiequelle begrenzt war.

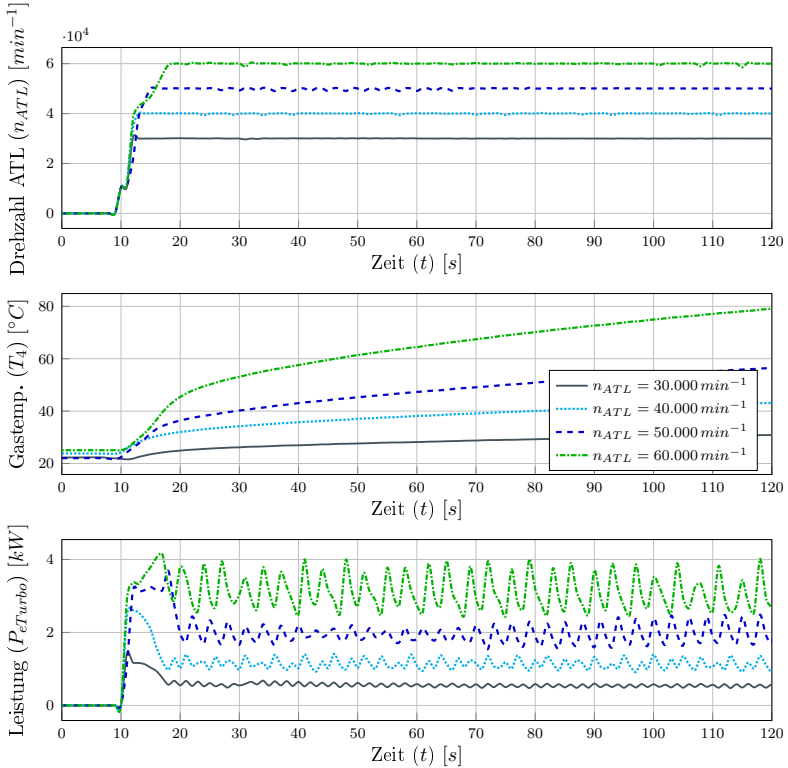


Abbildung 6.29: *Katheizversuch mit vorwärtsdrehendem ATL, Klappenstellung = 45° , Drehzahl variabel*

Mit steigender Drehzahl steigt zum einen die einzubringende Leistung, zum anderen jedoch auch die Schwankung der Leistung.

Dies ist im zuvor beschriebenen Verhalten begründet. Da bei der kleinen Drehzahl das Volumen den Unterdruck wesentlich langsamer und nicht so extrem stark aufbaut, geht der Druckausgleich deutlich gemäßigter vonstatten.

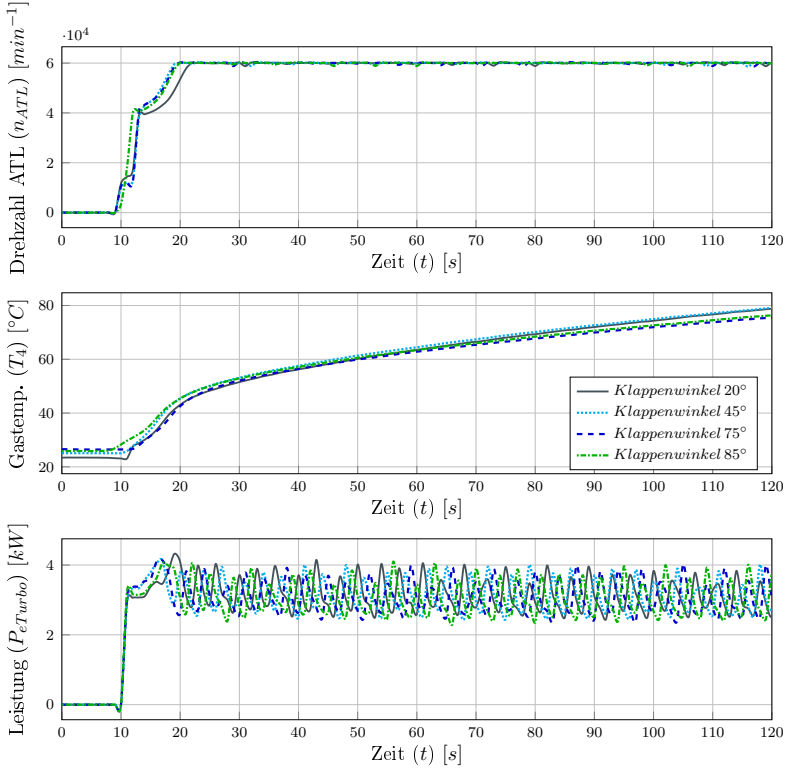


Abbildung 6.30: *Katheizversuch mit vorwärtsdrehendem ATL, $n = 60.000 \text{ min}^{-1}$, Klappenstellung variabel*

Abbildung 6.30 zeigt eine Variation der Klappenstellung bei der ATL-Drehzahl von $n = 60.000 \text{ min}^{-1}$. Die Variation des Klappenwinkels dient der Untersuchung des Einflusses einer etwaig ins System eingebrachten Abgasnachbehandlungseinheit, da diese, wie auch die entsprechend eingestellte Klappe, den Systemgegendruck verändert. Es ist zu erkennen, dass der eingestellte Klappenwinkel keinen signifikanten Einfluss auf die Aufheizkurve und die zum Antreiben benötigte Leistung hat. Dies ist in der Tatsache begründet, dass durch den im Verhältnis zum Rohrdurchmesser kleinen Massenstrom auch bei nahezu geschlossener Klappenstellung keine Aufstau-effekte sichtbar werden und die Turbine die Strömung ohne erheblichen Druckaufbau im Kreis fördert.

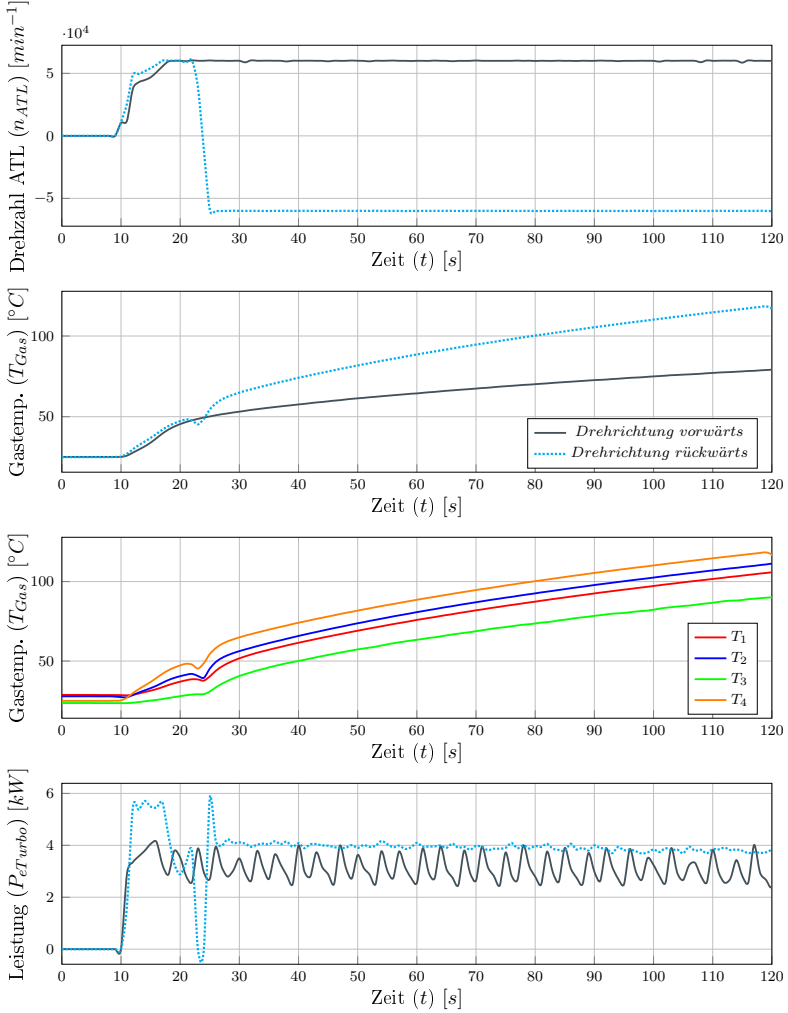


Abbildung 6.31: Katheizversuch, $n = 60.000 \text{ min}^{-1}$, Klappenstellung = 45° , Drehrichtung variabel

In Abbildung 6.31 wird als Parameter die Drehrichtung variiert. Während in den vorherigen Versuchen jeweils die konventionelle Vorwärtsdrehrichtung genutzt wurde, wird in diesem Versuch eine Vermessung mit entgegen der konventionellen Drehrichtung drehender Welle betrieben. Hierzu ist ein gesondertes Verfahren notwendig: Der ATL wird zunächst in konventioneller Art und Weise gestartet, um die Drehzahl-

schwelle von $n = 10.000 \text{ min}^{-1}$ zu überwinden. Es folgt ein elektrisch unterstützter Drehzahlanstieg in Vorwärtsdrehrichtung. Ausgehend von dieser Basisdrehzahl wird der ATL drehmoment- und nicht drehzahl geregelt gebremst, sodass die Welle den Stillstand durchschreitet und entgegen der konventionellen Richtung rückwärts dreht. Die Umschaltung von Drehzahl- auf Drehmomentregelung ist erst ab einem bestimmten anliegenden Moment möglich, sodass diese nicht direkt oberhalb von $n = 10.000 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt werden kann.

Die eigentliche Bewertung des Versuchs beginnt demzufolge nicht mit dem Start bei etwa $t = 10 \text{ s}$, sondern nach Drehrichtungsumkehr des ATL bei etwa $t = 25 \text{ s}$. Ab diesem Zeitpunkt sind zwei Effekte zu betrachten: Einerseits ist der Temperaturgradient bei rückwärtsgerichteter Drehrichtung deutlich stärker. Bereits nach $t = 80 \text{ s}$ wird die Schwelle von $T_{\text{Gas}} = 100^\circ\text{C}$ überschritten. In Vorwärtsdrehrichtung wird nach dieser Zeit eine Gastemperatur von etwa $T_{\text{Gas}} = 70^\circ\text{C}$ erreicht.

Interessanterweise zeigt der Vergleich der Temperaturen der einzelnen Messstellen, dass sich die Messstelle T_4 analog zum vorwärtsdrehenden ATL auf dem höchsten Temperaturniveau befindet. Da der Temperaturgradient nach Umkehr der Drehrichtung im Bezug auf die verschiedenen Temperaturmessstellen nicht signifikant ändert, die Temperaturdifferenz zwischen den einzelnen Temperaturmessstellen über der Zeit näherungsweise konstant bleibt und im Versuchsaufbau keine Option zur Messung der Strömungsrichtung vorgehalten war, kann nicht definitiv belegt werden, ob mit der Umkehr der Drehrichtung auch eine Umkehr der Strömungsrichtung stattgefunden hat. Jedoch ist durch die nahezu konstante Temperaturdifferenz zwischen den Messstellen davon auszugehen, dass die vorhandene Strömung ausreichend ist, um die im Kreislauf integrierten Bauteile homogen zu erwärmen.

Bei Betrachtung der aufzuwendenden Leistung zeigt sich, dass die zum Antreiben in Rückwärtsrichtung notwendige Leistung zwar weit weniger schwankend, jedoch durchgehend auf einem höheren Niveau ist. Das höhere Leistungsniveau ist darin begründet, dass sich auf der Verdichterseite deutliche Ventilationsverluste des im Gehäuse drehenden Verdichterrades einstellen, welche zum Halten der Drehzahl kompensiert werden müssen. Darüber hinaus wird auf der Turbinenseite mehr Energie in das Gas eingebracht, wie die stärkere Erwärmung zeigt. Da auf der Verdichterseite weniger Massenstrom gefördert und das Druckluftspeichervolumen somit weniger stark evakuiert wird, ist die Schwankung der Leistung deutlich geringer.

Eingangs des Kapitels wurde erwähnt, dass die tatsächlich gemessene Temperaturerhöhung deutlich unter der simulativ ermittelten Temperatur liegt. Zunächst wird hierfür gemäß Gleichung (6.6) eine idealisierte Abschätzung durchgeführt.

$$c_p \cdot m_{\text{Fluid}} \cdot \frac{dT}{dt} = P \quad (6.6)$$

Unter der Annahme, dass das Volumen der Abgasstrecke 5 l beträgt und mit Luft gefüllt ohne signifikante Zu- oder Abnahme der Masse im Kreis gepumpt wird, ergäbe sich im idealisiert betrachteten Fall bei einer angenommenen Leistung von $3,5 \text{ kW}$ ein Temperaturgradient von etwa 580 K/s . Für die Berechnung wurde die Dichte der Luft überschlägig mit $\rho_L = 1,20 \text{ kg/m}^3$ angenommen.

$$\frac{3,5 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right]}{1,005 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 0,006 \left[kg \right]} \approx 580 \left[\frac{K}{s} \right] \quad (6.7)$$

Diese Betrachtung ist idealisiert und berücksichtigt keinerlei Verluste (Reibungsverluste, Ventilationsverluste, Wärmeübergänge, etc.), sodass die tatsächliche Erwärmung geringer ausfällt.

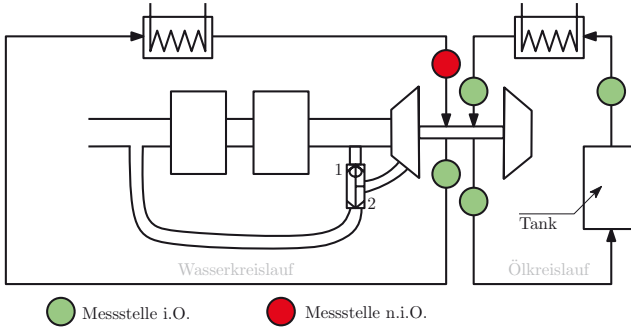


Abbildung 6.32: Schematische Darstellung der Temperaturmessstellen in den Kühlkreisläufen des Versuchsaufbaus

Bei der durchgeführten Untersuchung wurde das eTurbo-Gehäuse, wie in Abbildung 6.32 schematisch dargestellt, sowohl über das Öl, als auch über eine externe Kühlwasserzufuhr gekühlt. Bedauerlicherweise wurde erst nach der Durchführung der Messkampagne bemerkt, dass eine Messstelle aufgrund eines Defekts unplausible Werte geliefert hatte. Eine optische und haptische Überprüfung nach Abschluss der jeweiligen Teilversuchsreihen ergab, dass das Turbinengehäuse stark erwärmt, die Rumpffgruppe hingegen so stark abgekühlt war, dass sich darauf Kondensat niederschlug. Da die entsprechenden Massenströme von Öl und Kühlwasser nicht unerheblich sind, sorgt schon eine geringe Temperaturerhöhung für einen signifikanten Leistungsverlust in Form des abgeführten Wärmestroms. In Gleichung (6.8) bzw. Gleichung (6.9) sind die um die eingestellten Massenströme und entsprechenden spezifischen Wärmekapazitäten ergänzten Gleichungen für die Sensitivitäten bezüglich Kühlwasser (6.8) und Öl (6.9) aufgezeigt.

$$4,19 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 0,1 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot x \left[K \right] = y \left[kW \right] \quad (6.8)$$

$$1,86 \left[\frac{kJ}{kg \cdot K} \right] \cdot 0,07 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot x \left[K \right] = y \left[kW \right] \quad (6.9)$$

Es zeigt sich, dass eine Temperaturerhöhung des Ölmassenstroms im Turbolader um $1 K$ bereits einen Leistungsaustrag von $0,13 kW$ bedeutet, eine Erhöhung von $1 K$

des Kühlwassers aufgrund des verhältnismäßig hohen Massenstroms von $0,1 \text{ kg/s}$ etwa $0,42 \text{ kW}$. Da dies im Vergleich zur insgesamt durch den eTurbo eingebrachten Leistung von $3,5 \text{ kW}$ doch signifikant ist, müssen bei zukünftigen Versuchsdurchführungen folgende Punkte beachtet werden:

- Sämtliche Kühlmittel- und Ölflüsse müssen bilanziert werden. Hierzu ist neben einer Durchflussmessung je eine Temperaturmessstelle vor und nach dem eTurbo notwendig. Dies wurde in der durchgeführten Messkampagne bereits berücksichtigt, jedoch war eine der Messstellen defekt und lieferte keine validen Werte.
- Die Kühlmassenströme müssen auf ein Minimum reduziert werden, um den Wärmeartrag durch die Kühlmedien möglichst zu minimieren. Unter entsprechender Temperaturüberwachung sollte geprüft werden, ob auf eine Kühlung mit Wasser ggf. komplett verzichtet werden kann, da dieses im Gegensatz zum Öl keine Schmierfunktion erfüllt und darüber hinaus die spezifische Wärmekapazität des Kühlwassers mehr als doppelt so hoch ist, als die des Öls.
- Die Verdichterseite sollte mechanisch entkoppelt werden. Hierzu sollte im besten Fall das Verdichterrad von der Welle getrennt werden können. Mit der vorliegenden Konfiguration muss jedoch ein anderer Weg sichergestellt werden, den ATL auf die Basisdrehzahl von 10.000 min^{-1} zu beschleunigen, um ihn dann elektrisch betreiben zu können.

6.5.7 Zusammenfassung der Motorergebnisse

Die umfangreichen Motorversuche unter Einsatz des eTurbo offenbarten einige Potenziale. Hierbei sei erwähnt, dass es sich bei dem verwendeten eTurbo um einen Prototypen handelt, welcher noch keine Optimierungsiteration erfahren hat. Durch weitere Anpassung auf die jeweiligen Einsatzzwecke können aller Vermutung nach noch größere Potenziale gehoben werden.

Zunächst erfolgte eine Vermessung des Basismotors, um die Simulationsergebnisse zu validieren. Nach dem Tausch der Niederdruckstufe auf den verwendeten eTurbo wurden die Volllastkurven mit und ohne elektrische Unterstützung vermessen. Hierbei zeigt sich, analog der Simulation, dass die Nennleistung ohne elektrische Unterstützung erreicht werden kann. Im Umschaltbereich zeigten sich ohne elektrische Unterstützung an der stationären Volllast signifikante Performancenachteile, welche jedoch durch die Bestromung des eTurbo überkompensiert werden konnten. Bei der elektrisch unterstützten Volllastkurve wurde darüber hinaus gezeigt, welchen Einfluss der Betrieb aus einem Energiespeicher gegenüber der Energieversorgung per generatorischem Abgriff an der Kurbelwelle besitzt. Das angestrebte Nennleistungsziel wurde leicht unterschritten. Als begrenzender Faktor wurde die Verdichteraustrittstemperatur identifiziert. Dies könnte ggf. durch eine Optimierung der Verdichterkühlung oder eine Anpassung der Schaufelgeometrie optimiert werden.

Die durchgeführte Dynamikuntersuchung beschränkte sich zunächst auf den Vergleich von ohne AGR gefahrenen Lastsprüngen der Basis und des Gesamtsystems

unter Einsatz des eTurbo. Hierbei konnten signifikante Vorteile für den eTurbo aufgezeigt werden. Am Beispiel eines Lastsprungs bei einer Motordrehzahl von 1400 min^{-1} wurde gezeigt, dass der Motor mit eTurbo beim Aufbau des Solldrehmoments $2,3 \text{ s}$ weniger benötigt, als die bereits hochperformante Basisversion. Darüber hinaus wurden Lastsprünge mit AGR verglichen. Hierbei zeigte sich, dass das Gesamtsystem mit eTurbo selbst unter Einsatz einer deutlich gesteigerten AGR-Rate und somit mit deutlich weniger Stickoxidemissionen die Performance der Basis beträchtlich übertrifft. Ein weiterer Vergleich zeigte die Einflüsse unterschiedlicher Momentenbegrenzungen des im eTurbo verbauten Elektromotors auf. Bereits ein auf $0,5 \text{ Nm}$ begrenztes Drehmoment reicht aus, um die Performance der Basiskonfiguration im Drehmomentaufbau um mehr als 2 s zu überbieten. Wird das maximale Drehmoment von $1,6 \text{ Nm}$ freigegeben, ergibt sich je nach Drehzahl des Verbrennungsmotors ein zusätzlicher Vorteil von etwa 1 s . Ohne elektrische Unterstützung zeigt der eTurbo jedoch einen deutlich langsameren Drehmomentaufbau als die Basis. Zur Einordnung der Ergebnisse wurde eine Energiebilanzierung innerhalb eines Lastsprungs durchgeführt. Hierbei wurde deutlich, dass die benötigte Leistung mit über 10 kW zwar sehr hoch ist, sie jedoch nur sehr kurzzeitig (etwa 1 s) benötigt wird. Es wurde gezeigt, dass die für einen Lastsprung notwendige Energie ca. 12 kW s beträgt. Selbst ein sehr kleiner Energiespeicher kann also die für einen Lastsprung benötigte Energie im Regelfall bereitstellen.

Desweiteren wurde ein großes Augenmerk auf die Untersuchung verschiedener AGR-Strategien gelegt. Hierbei wurde zunächst der Effekt einer Erhöhung der Abgasrückführrate an der Nennleistung untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass im betrachteten Betriebspunkt die Stickoxidemissionen unter moderatem Kraftstoffmehreinsatz gegenüber der Basis um 23% gesenkt werden konnten. Im Vergleich zur Basisbedatung bei Einsatz des eTurbo konnten die Stickoxidemissionen durch die Applikation um bis zu 47% gesenkt werden. In der Teillast wurde eine Möglichkeit aufgezeigt, unter Verwendung der elektrisch angetriebenen Niederdruckstufe eine Betriebspunktverschiebung durchzuführen, aus der sich sowohl Verbesserungen im spezifischen Verbrauch, als auch Verbesserungen insbesondere der Stickoxidemissionen ergeben können. Es wurde gezeigt, dass die Stickoxidemissionen im Vergleich zur Basis um 17% gesenkt werden konnten, während gleichzeitiger eine Senkung der Rauchzahl um 5% möglich war. Hierfür war ein Kraftstoffmehreinsatz von lediglich $1,5\%$ notwendig. Im Vergleich mit einem explizit auf niedrigen Verbrauch und gute Emissionen konzipierten Benchmarkmotor wurden ähnliche Werte erreicht. Hier war es möglich, für einen Kraftstoffmehreinsatz von $2,5\%$ die Stickoxidemissionen um 14% zu senken, wobei gleichzeitig die Rauchzahl halbiert werden konnte.

Bei einer durchgeführten Rekuperation in hohen Motordrehzahlen konnte gezeigt werden, dass mit dem eTurbo mehr als 5 kW Abgasenergie rekuperiert werden konnten, wodurch sich eine Verbesserung des spezifischen Verbrauchs ergab. Da es sich um eine Rekuperation mit geschlossenem Wastegate handelte, war kein Einfluss auf den T_3 - T_4 -Tradeoff darstellbar.

Die abschließenden Katheiz-Untersuchungen wurden ohne Verbrennungsmotor am Brennkammerprüfstand durchgeführt. Hierbei wurde eine neue, innovative Möglichkeit untersucht, durch elektrisches Antreiben des eTurbo ein Luftvolumen in der

Abgasanlage zu zirkulieren. Durch die hierbei als Verdichter mit schlechtem Wirkungsgrad arbeitende Turbine wird das Fluid signifikant erwärmt. Dies kann genutzt werden, um Abgasanlagenbestandteile bereits vor dem eigentlichen Kaltstart auf Betriebstemperatur zu bringen. Die durchgeführten Messungen zeigten die grundlegende Funktion der Anwendung und deren Sensitivitäten, jedoch war die gemessene Temperaturerhöhung allgemein niedriger, als angenommen. Als Gründe hierfür sind Wärmeverluste an das Kühlwasser und Schmieröl des eTurbo sowie das Aufheizverhalten der verbundenen Bauteile höchstwahrscheinlich. Weitere Untersuchungen zu diesem Konzept werden durch die Daimler AG durchgeführt.

6.6 Potenzialbewertung

Wie auch der NLB bietet der Einsatz des eTurbo enormes Potenzial und mehrere Stellhebel zur Optimierung der Dieselmotorentechnik.

Die vorgestellte Teillast-AGR-Strategie bietet prinzipiell ein Verbrauchspotenzial. Unter Abwägung des Emissions-Verbrauchs-Tradeoffs können entsprechende Vorteile dargestellt werden.

Der Einsatz des eTurbo birgt ein erhebliches Emissionspotenzial. Neben der innovativen, vorgestellten Methodik des Katheizens zur Verringerung der Kaltstartemissionen, sind die positiven Einflüsse der Möglichkeit, die AGR zu erhöhen, sowohl in der Voll- und Teillast, als auch im hochdynamischen Lastsprung signifikant. Hierdurch können die Stickoxidemissionen beträchtlich gesenkt werden, ohne gleichzeitig überproportionale Rußemissionen zu verursachen.

Seinen großen Vorteil spielt der eTurbo bei der Betrachtung des Performancepotenzials aus. Er bietet die Möglichkeit, die Spreizung zwischen hoher Nennleistung und guter Dynamik noch weiter zu steigern, als dies bereits mit konventionellen zweistufigen Systemen möglich war. Neben der in Simulation und Motorversuch dargestellten Möglichkeit, die Nennleistung zu erhöhen, ist insbesondere die Dynamik des Systems, dargestellt durch verschiedene Lastsprungvarianten, bemerkenswert. Das System übertrifft die bereits sehr dynamische Basisauslegung mit zwei VTG-Turboladern durch den Einsatz des eTurbos im Drehmomentaufbau deutlich.

Die Serienintegrierbarkeit des vorliegenden Systems durch den Tausch eines konventionellen ATL gegen einen eTurbo ist als einfach zu bewerten. Bereits bei der Auslegung wurde darauf geachtet, die Anschlussgeometrien der Basisniederdruckstufe weitestgehend zu übernehmen. Lediglich in axialer Richtung baut der eTurbo etwa 40 mm länger, wodurch die Verrohrung am Verdichtereintritt leichte Anpassungen erfahren muss. Weitere mechanische Veränderungen sind nicht notwendig. Neben der 48 V-Spannungsversorgung müssen die entsprechenden Leitungen beim Package berücksichtigt werden. Aufgrund der niedrigen Spannungslage des Systems entfallen die sonst für den Hochvoltbetrieb vorgesehenen, strengen Auflagen. Gegebenenfalls muss eine Optimierung der Kühlkreisläufe durchgeführt werden, da neben den konventionell zu kühlenden Bauteilen beim vorliegenden System auch die Rumpgruppe des eTurbo sowie die Leistungselektronik wassergekühlt sind.

Kapitel 7

Fazit und Empfehlungen

7.1 Diskussion der Ergebnisse

Die in den vorherigen Kapiteln dargestellten Ergebnisse der zwei ausgewählten Aufladekonzepte lassen allgemein auf das Potenzial einer (Teil-) Elektrifizierung der Aufladung schließen. Unabhängig vom Einsatz der Elektrifizierung ergeben sich Potenziale und Freiheitsgrade, welche mit immer strenger werdenden Vorgaben und gesetzlichen Restriktionen für das Weiterbestehen der Verbrennungsmotoren von äußerst hohem Wert sein werden.

Mit dem Nennleistungsbooster konnte eine Möglichkeit aufgezeigt werden, die Spreizung zwischen Nennleistung und guten Teillastverbräuchen und -Emissionen zu erhöhen und den ansonsten vorherrschenden Zielkonflikt aufzuweichen. Die Ergebnisse der Untersuchung des kleineren ATL legen nahe, dass eine weitere Verkleinerung des ATL zusätzliche Potenziale bergen kann. Letztendlich wird so in der Auslegung des Gesamtkonzeptes eine gewisse Freiheit geschaffen. Der Zielkonflikt zwischen gutem Teillastverhalten und maximaler Nennleistung wird nicht vollständig aufgelöst, jedoch ergibt sich die Möglichkeit einer deutlich höheren Spreizung. Die Ergebnisse von Simulation und Vermessung sind bezüglich des Nennleistungsboosters nahezu kongruent. Lediglich in der Simulation und Vermessung der Differenzenkennfelder für den spezifischen Verbrauch (vgl. Abbildung 5.5 auf Seite 33 und Abbildung 5.11 auf Seite 42) sind Unterschiede zu erkennen, welche auf konservativen Annahmen zur Anpassung des Simulationsmodells beruhen.

Bei der Untersuchung des eTurbo als Niederdruckstufe einer zweistufigen Aufladegruppe gibt es ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung von Simulation und Vermessung. Unterschiede gibt es lediglich im Bereich des dynamischen Lastsprungs, welcher in Abschnitt 6.4.3 auf Seite 61 bzw. Abschnitt 6.5.3 auf Seite 73 dargestellt wurde. Hier ist die Simulation ebenfalls gegenüber der Vermessung verhältnismäßig konservativ.

Grundsätzlich konnte gezeigt werden, dass der Einsatz eines eTurbos in nahezu allen Betriebsbereichen des Motors Vorteile bietet und neue Freiheitsgrade für die Applikation und neue Funktionalitäten eröffnet. Neben der außergewöhnlichen Dynamik bei gleichzeitiger Erhöhung der Nennleistung wurden seitens Emissions- und Verbrauchspotenzial ebenfalls vorteilhafte Ausgestaltungen aufgezeigt. Neuartige, innovative Funktionen, wie das in Abschnitt 6.5.6 auf Seite 88 dargestellte Katheizen sowie die einfache Serienintegrierbarkeit sind weitere Argumente, die für den Einsatz eines eTurbos sprechen. Hiervon abzuleiten ist ebenfalls der Einsatz eines eTurbos

in einstufigen Aufladesystemen. Auch dort ermöglicht er es, die Nennleistung zu erhöhen und gleichzeitig eine sehr gute Dynamik darzustellen.

7.2 Fazit

Mit der Erhöhung der Spannungslage von 12 V auf 48 V wurde eine sehr gute Basis für innovative Aufladeaggregate geschaffen. Einerseits ist es in diesem Spannungsniveau möglich, enorme Leistungen bereitzustellen und zu rekuperieren, andererseits bewegt man sich per Definition noch im Niederspannungsbereich, wodurch die für den HV-Bereich geltenden Restriktionen und Auflagen nichtig sind.

Die (Teil-) Elektrifizierung der Aufladegruppe in jedweder Form ist als neuer Meilenstein der Verbrennungsmotoren- und insbesondere der Dieselmotorentechnik zu betrachten, da durch sie zahlreiche neue Möglichkeiten geschaffen werden, das Emissions-, Verbrauchs- und Performanceverhalten nachhaltig und innovativ zu verbessern. Die an zwei ausgewählten Aufladekonzepten durchgeführten Untersuchungen lassen das Potenzial erahnen, welches sich allgemein aus der Elektrifizierung der Aufladekomponenten ergeben kann. Ziel muss es in Zukunft sein, die neue Technologie vollumfänglich zu verstehen, um daraus weitere nutzbringende Funktionen und Konzepte abzuleiten. Auch und insbesondere im Verbund mit Hybridfahrzeugen werden sich weitere Potenziale erschließen lassen, welche zu einer kontinuierlichen Verbesserung des (Diesel-) Verbrennungsmotors beitragen.

7.3 Empfehlungen

Ausgehend von den durchgeführten Untersuchungen wird allgemein empfohlen, weitere (teil-) elektrifizierte Aufladekonzepte zu betrachten. Insbesondere bei Konzepten, welche durch konventionelle Aufladeaggregate als schwierig zu regeln gelten, wie beispielsweise Registeraufladungen, sind durch die exakte Regelbarkeit der elektrifizierten Lader sicherlich weitere Potenziale zu erschließen.

Innovative Funktionen, wie das vorgestellte Katheizen, sollten ebenfalls weiter untersucht und optimiert werden, da sich hier ggf. ein enormer Stellhebel bietet, das Kaltstartverhalten und damit die Gesamtemissionen des Fahrzeugs signifikant zu verbessern.

Da mit zunehmender Marktdurchdringung von 48 V-Bordnetzen sowie einem steigenden Anteil an Hybridisierungen in Fahrzeugen zu rechnen ist, sind auch im Bereich der elektrifizierten Aufladesysteme sinkende Kosten zu erwarten. Die durch die Hybridisierung des Antriebsstrangs in Kombination mit einer Elektrifizierung des Aufladesystems möglichen neuen Betriebsstrategien können und werden es ermöglichen, Verbrennungskraftmaschinen in bisher nicht denkbarer Art und Weise, auch und insbesondere hinsichtlich Effizienz und Emissionen, zu betreiben, weshalb die abschließende Empfehlung lauten sollte, dieses Themengebiet weiter zu erschließen. Hierdurch kann der Verbrennungsmotor, ggf. in Verbindung mit alternativen Kraftstoffen, auch weiterhin eine sinnvolle Variante zur Mobilität der Zukunft darstellen.

Literaturverzeichnis

- [1] ANDRÉ, Marc-Olivier ; ANDRIEUX, Gaël ; CREMER, Stéphane ; BASSET, Thomas: Innovative Elektrifizierung von Nebenaggregaten. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Apr, Nr. 4, S. 62–66. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-014-0319-3>. – ISSN 2192-8843
- [2] ANGERER, Dr.-Ing. G. ; MARSCHIEDER-WEIDEMANN, Dr. F. ; WENDL, Dipl.-Wirtsch.-Ing. M. ; WIETSCHER, Prof. Dr. M.: Lithium für Zukunftstechnologien - Nachfrage und Angebot unter besonderer Berücksichtigung der Elektromobilität / Fraunhofer ISI. Karlsruhe, Dezember 2009. – resreport
- [3] AYMANN, Richard ; UHLMANN, Tolga ; NEBBIA, Carolina ; PLUM, Thorsten: Elektrische Aufladung neue Freiheitsgrade durch höhere Bordnetzspannung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Jul, Nr. 7, S. 12–19. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-014-0380-y>. – ISSN 2192-8843
- [4] BALIS, Craig ; BARTHELET, Pierre ; MORREALE, Calogero: Elektronisch unterstützte Turboaufladung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Sep, Nr. 9, S. 716–725. – URL <https://doi.org/10.1007/BF03226644>. – ISSN 2192-8843
- [5] BASSHUYSEN, Richard van: *Ottomotor mit Direkteinspritzung - Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*. 3. Auflage. Springer Vieweg, 2013. – ISBN 978-3-658-01407-0
- [6] BETZ, Thomas ; SCHICK, Oliver: *Verfahren zum Aufheizen einer Abgasnachbehandlungseinrichtung eines Kraftfahrzeugs, insbesondere eines Hybridfahrzeugs (Offenlegungsschrift DE 10 2015 015 794 A1, 2016)*. August 2016
- [7] BETZ, Thomas ; SCHICK, Oliver: *Verfahren zum Aufheizen einer Abgasnachbehandlungseinrichtung eines Kraftfahrzeugs, insbesondere eines Hybridfahrzeugs (Offenlegungsschrift DE 10 2016 014 254 A1, 2017)*. August 2017
- [8] BETZ, Thomas ; SCHICK, Oliver: *Verfahren zum Regenerieren eines Partikelfilters (Offenlegungsschrift DE 10 2016 014 255 A1, 2018)*. August 2018
- [9] BIWERSI, Stephane ; TAVERNIER, Stephan: Bürstenlose Gleichstrommotoren Gegen Das Turboloch. In: *ATZelektronik* 6 (2011), Jun, Nr. 3, S. 26–29. – URL <https://doi.org/10.1365/s35658-011-0043-4>. – ISSN 2192-8878
- [10] BREITBACH, Hermann ; METZ, Dietmar ; WEISKE, Sascha ; SPINNER, Gerd: Anwendung und Ausführung des elektrisch angetriebenen Verdichters von Borg-Warner. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 76 (2015), Oct, Nr. 10, S. 44–49. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-015-0091-z>. – ISSN 2192-8843

- [11] BRÜNLINGHAUS, Christiane: Comeback der elektrischen Aufladung. In: *Sprinter Professionals Online* (2015)
- [12] DABBABI, Jamal ; KOWALIK, Stanislaw ; WENZELBURGER, Martin ; BUCHMANN, Michael: Elektrisch unterstützter Turbolader für das 48-V-Bordnetz. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Oct, Nr. 10, S. 16–21. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-017-0093-0>. – ISSN 2192-8843
- [13] DIN70700: *Diesel engines – NOx reduction agent AUS 32 – Part 1: Quality requirements*. Oktober 2006
- [14] EDER, Torsten ; LÜCKERT, Peter ; KEMMNER, Markus ; SASS, Heiko: OM 654 — Start einer neuen Motorenfamilie bei Mercedes-Benz. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Mar, Nr. 3, S. 62–69. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-015-0184-8>. – ISSN 2192-8843
- [15] ELLINGER, Raimund ; KAUP, Carsten ; PELS, Thomas: Potenziale und Grenzen von 48-V-Systemen. In: *ATZextra* 22 (2017), Apr, Nr. 1, S. 16–21. – URL <https://doi.org/10.1007/s35778-017-0005-4>. – ISSN 2195-1462
- [16] FIRSCHING, Peter ; ECKL, Tobias ; RAUCH, Martin ; KOHLHOFF, Jan: 48-V-Hybridisierung im Antriebsstrang. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Feb, Nr. 2, S. 28–35. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-016-0174-5>. – ISSN 2192-8843
- [17] FISCHER, Michael ; KOJIMA, Hiroyuki ; MITO, Takuya ; OHYA, Naoki ; HAHN, Hisao ; SATO, Naohiro ; BEIDL, Christian: Efficiency Optimization of SCR Coated Particle Filters. In: *23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, Springer Berlin Heidelberg, 2014
- [18] GABRIEL, Holger ; JACOB, Stefan ; MÜNKELE, Uwe ; RODENHÄUSER, Helmut ; SCHMALZL, Hans-Peter: Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie für Ottomotoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 68 (2007), Feb, Nr. 2, S. 96–103. – URL <https://doi.org/10.1007/BF03225448>. – ISSN 2192-8843
- [19] GÖDEKE, Holger ; PREVEDEL, Kurt: Hybridturbolader mit neuer Elektromotorentchnik. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Mar, Nr. 3, S. 50–55. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-014-0063-8>. – ISSN 2192-8843
- [20] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. 1. Auflage. Springer Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 2005. – ISBN 978-3-540-23883-2
- [21] GOPPELT, Gernot: Kommt die elektrische Aufladung? In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 76 (2015), Jun, Nr. 7, S. 8–13. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-015-0073-1>. – ISSN 2192-8843
- [22] HEIDUK, Thomas ; WEISS, Ulrich ; FRÖHLICH, Andreas ; HELBIG, Jan: Der neue V8-TDI-Motor von Audi Teil 1: Aggregatearchitektur und Aufladekonzept mit elektrischem Verdichter. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Jun, Nr. 6, S. 24–31. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-016-0042-3>. – ISSN 2192-8843

- [23] HIERETH, Hermann ; PRENNINGER, Peter: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*. 1. Auflage. Springer-Verlag Wien GmbH, 2003. – ISBN 978-3-7091-7219-3
- [24] KAWAMURA, Hideo: *Drive System for turbochargers with rotary electric machines (Patent JP63178723A)*. 1988
- [25] KEMMNER, Markus ; LÜCKERT, Peter ; ROTH, Torben ; BRAUN, Tillmann: *Familiengründer OM654*. S. 147–156. In: LIEBL, Johannes (Hrsg.): *Mercedes-Benz E-Klasse : Entwicklung und Technik des W213*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – URL https://doi.org/10.1007/978-3-658-18443-8_14. – ISBN 978-3-658-18443-8
- [26] KOWAL, Julia ; DRILLKENS, Julia ; SAUER, Dirk U.: 9. Superkondensatoren elektrochemische Doppelschichtkondensatoren. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Feb, Nr. 2, S. 158–163. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-013-0035-4>. – ISSN 2192-8843
- [27] KREHL, Detlef: E-Turbo - Dynamik In Der Formel 1. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Apr, Nr. 4, S. 34–39. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-014-0314-8>. – ISSN 2192-8843
- [28] KREHL, Detlef: Synonym für hohe Leistung Aufladung durch Turbolader. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Mar, Nr. 3, S. 6–7. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-014-0052-y>. – ISSN 2192-8843
- [29] KRUSE, Alexander: „48 V werden wir über die gesamte Bandbreite einsetzen“ (Interview). In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Mar, Nr. 3, S. 24–27. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-016-0018-3>. – ISSN 2192-8843
- [30] KUHN, Thomas: *Untersuchung zu elektrisch angetriebenen Aufladeaggregaten (Interne, unveröffentlichte Unterlage der Daimler AG)*. Juli 2015
- [31] KUHN, Thomas: *Rückwärtsdrehende Turbomaschinen - Betrachtungen zur Verdichteraerodynamik (Interne, unveröffentlichte Unterlage der Daimler AG)*. November 2018
- [32] KUHN, Thomas ; BRINKERT, Nils ; ERNST, René: *Verbrennungskraftmaschine für ein Kraftfahrzeug, insbesondere für einen Kraftwagen, sowie Verfahren zum Betreiben einer solchen Verbrennungskraftmaschine (Offenlegungsschrift DE 10 2018 003 961 A1, 2019)*. November 2019
- [33] LINDENKAMP, Nils ; TILCH, Benjamin ; EILTS, Peter: Reduzierung Der Abgasemissionen Von Dieselhybridfahrzeugen. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 73 (2012), Jul, Nr. 7, S. 614–619. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-012-0416-0>. – ISSN 2192-8843
- [34] MERKER, Günter P. ; SCHWARZ, Christian: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 4. Auflage. Vieweg + Teubner, 2009. – ISBN 978-3-8348-0740-3

- [35] MÜNZ, S. ; SCHIER, M. ; SCHMALZL, Hans-Peter ; BERTOLINI, Th.: *Der eBooster - Konzeption und Leistungsvermögen eines fortgeschrittenen elektrischen Aufladesystems*. September 2002
- [36] PISCHINGER, Stefan: Current and Future Challenges for Automotive Catalysis: Engine Technology Trends and Their Impact. In: *Springer Original Paper* (Mai 2016)
- [37] PUCHER, Helmut ; ZINNER, Karl: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. 4. Auflage. Springer Vieweg, 2012. – ISBN 978-3-642-28989-7
- [38] RICHARDS, Bryn ; GRAY, Kevin ; TRAN, James: Elektrisch angetriebener Kompressor zur kontinuierlichen Aufladung. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), May, Nr. 5, S. 62–67. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-016-0027-2>. – ISSN 2192-8843
- [39] SCHÖFFMANN, Wolfgang ; SORGER, Helfried ; WEISSBÄCK, Michael: Effiziente und kostenoptimierte Antriebseinheit für 48-V-Systeme. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), May, Nr. 5, S. 44–49. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-017-0023-1>. – ISSN 2192-8843
- [40] SCHLÖGL, Harald ; RAAB, Gottfried ; RAMMER, Franz: *Vorrichtung und Verfahren zur Leistungssteigerung einer mittels Abgasturboladers aufgeladenen Brennkraftmaschine (Europäische Patentanmeldung EP 1 070 837 A2, 2001)*. 2001
- [41] SCHMALZL, Hans-Peter: „Ein elektrisch unterstützter Lader bietet deutlich mehr Nutzwert“ (Interview). In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Oct, Nr. 10, S. 734–737. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-013-0222-3>. – ISSN 2192-8843
- [42] SCHREINER, Klaus: *Basiswissen Verbrennungsmotor*. 2. Auflage. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978-3-658-06186-9
- [43] STERNER, Michael ; STADLER, Ingo: *Energiespeicher - Bedarf, Technologie, Integration*. Springer-Verlag GmbH, 2017
- [44] TRZESNIEWSKI, Michael: *Rennwagentechnik*. 4. Auflage. Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978-3-658-04918-8
- [45] WALLENTOWITZ, Henning ; FREIALDENHOVEN, Arndt: *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstrangs*. 2. Auflage. Vieweg + Teubner, 2011. – ISBN 978-3-8348-1412-8
- [46] WESTERHOFF, Martin ; MAIWALD, Oliver: „Mit 48 V lassen sich in Zukunft sogar Kosten sparen“ (Interview). In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 78 (2017), Feb, Nr. 2, S. 24–27. – URL <https://doi.org/10.1007/s35146-016-0192-3>. – ISSN 2192-8843

Anhang A: eTurbo

A.1 Übersicht: Simulation der Lastsprünge mit / ohne elektrische Unterstützung

Simulation: Lastsprung bei $n=1000 \text{ min}^{-1}$

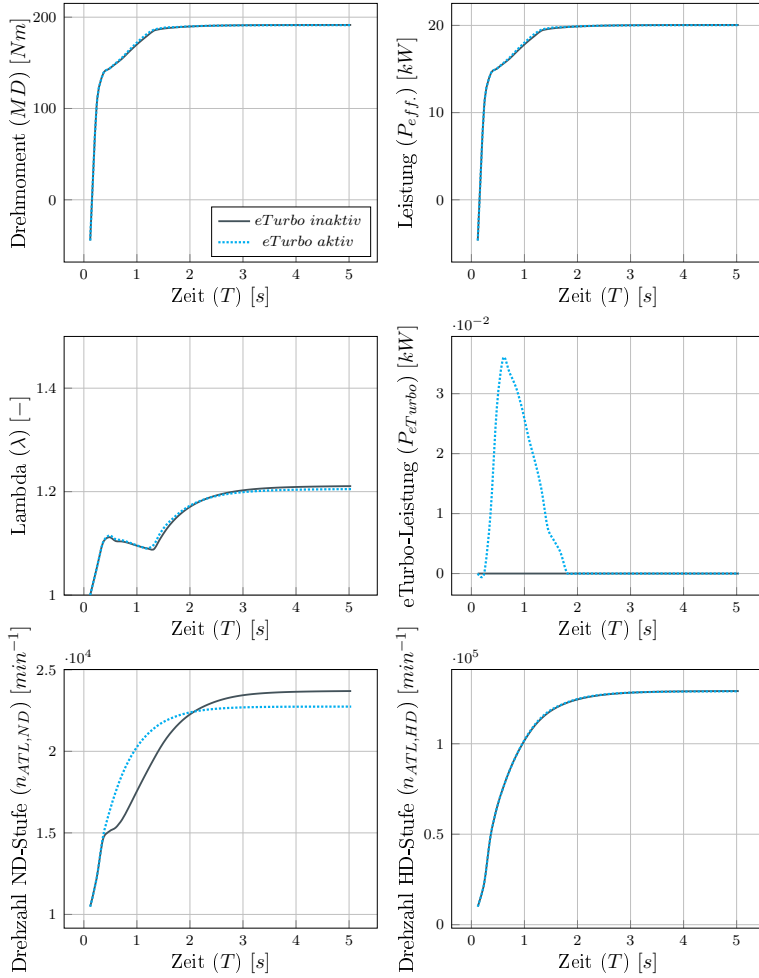


Abbildung A.1: Simulation: Lastsprung bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

Simulation: Lastsprung bei $n=1200 \text{ min}^{-1}$

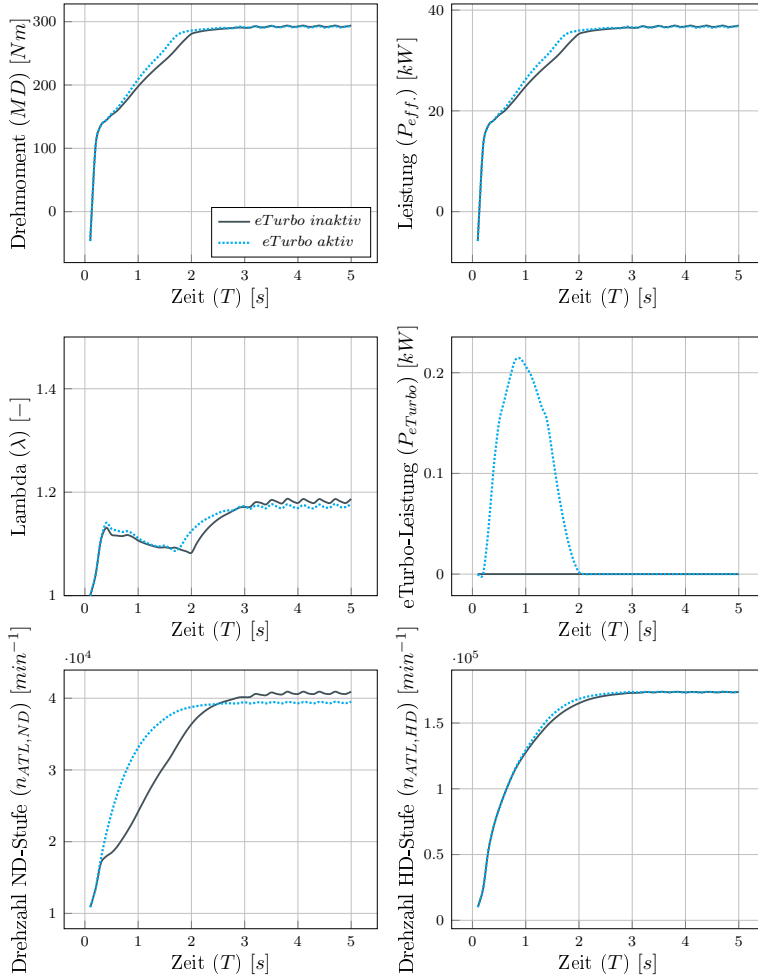


Abbildung A.2: Simulation: Lastsprung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

Simulation: Lastsprung bei $n=1400 \text{ min}^{-1}$

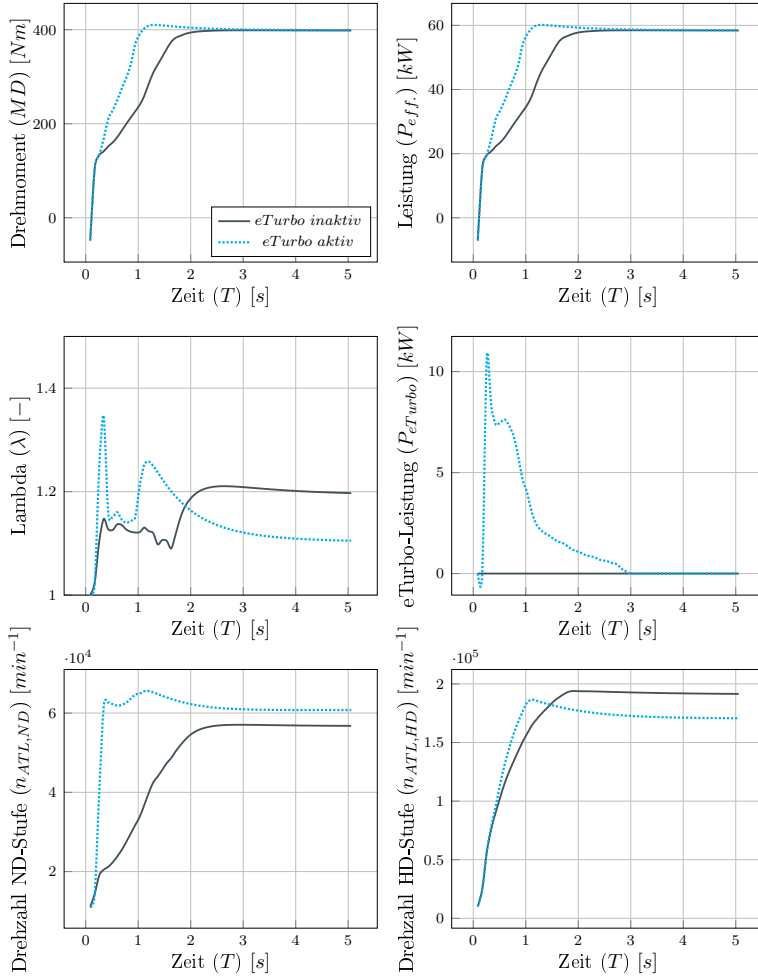


Abbildung A.3: Simulation: Lastsprung bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

Simulation: Lastsprung bei $n=1600 \text{ min}^{-1}$

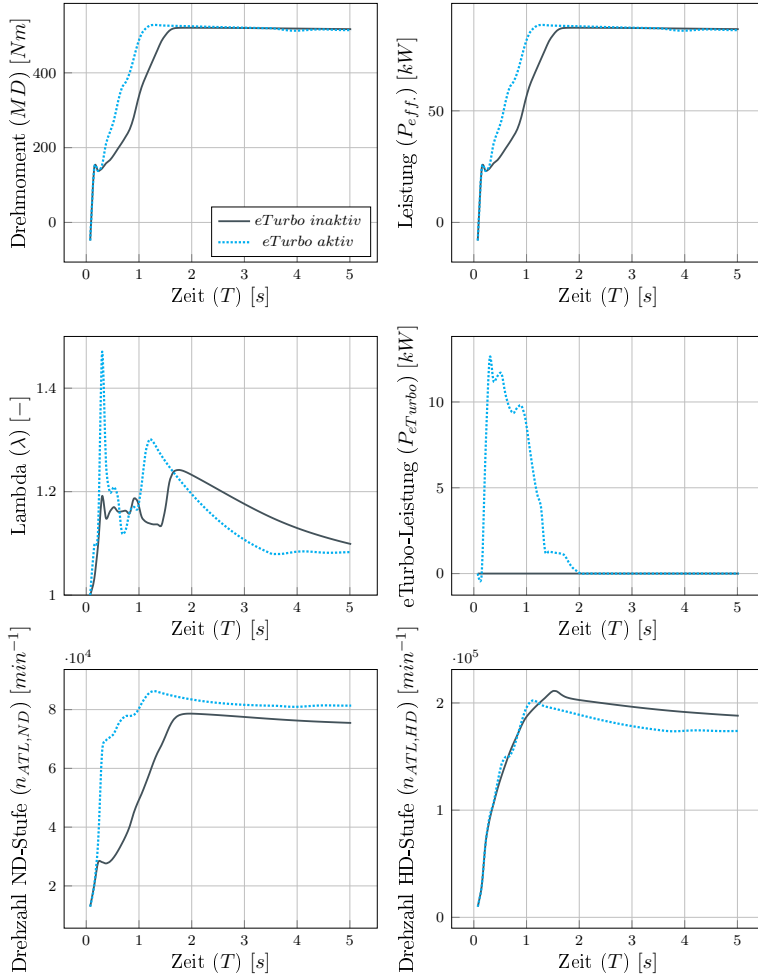


Abbildung A.4: Simulation: Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

Simulation: Lastsprung bei $n=1800 \text{ min}^{-1}$

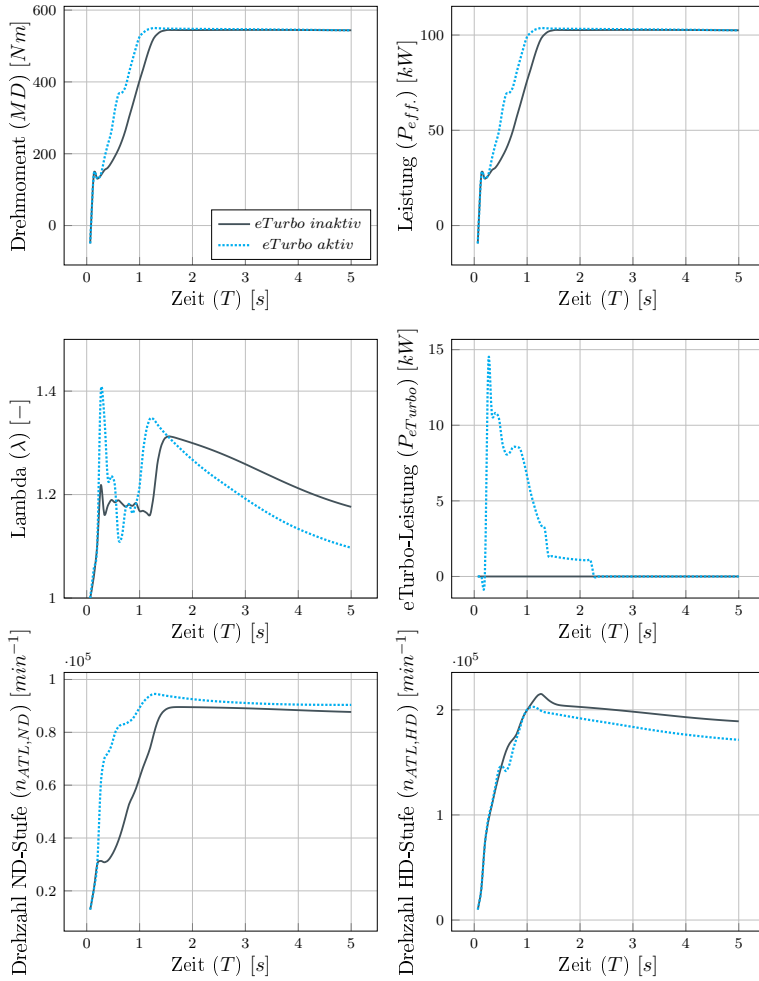


Abbildung A.5: Simulation: Lastsprung bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

Simulation: Lastsprung bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$

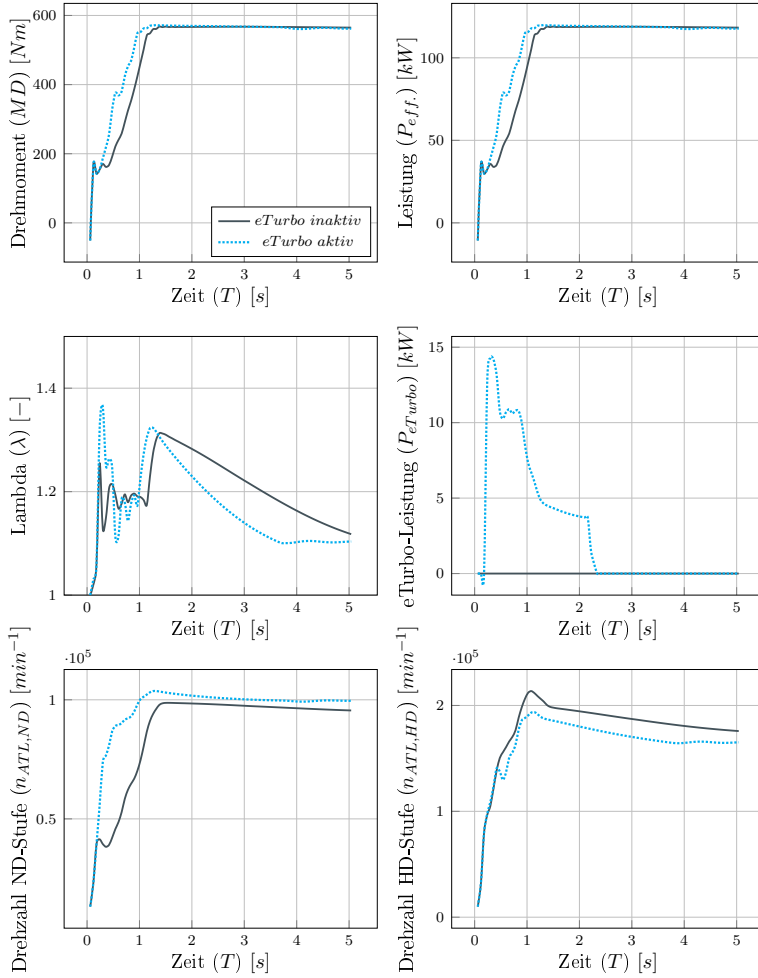


Abbildung A.6: Simulation: Lastsprung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

Simulation: Lastsprung bei $n=2200 \text{ min}^{-1}$

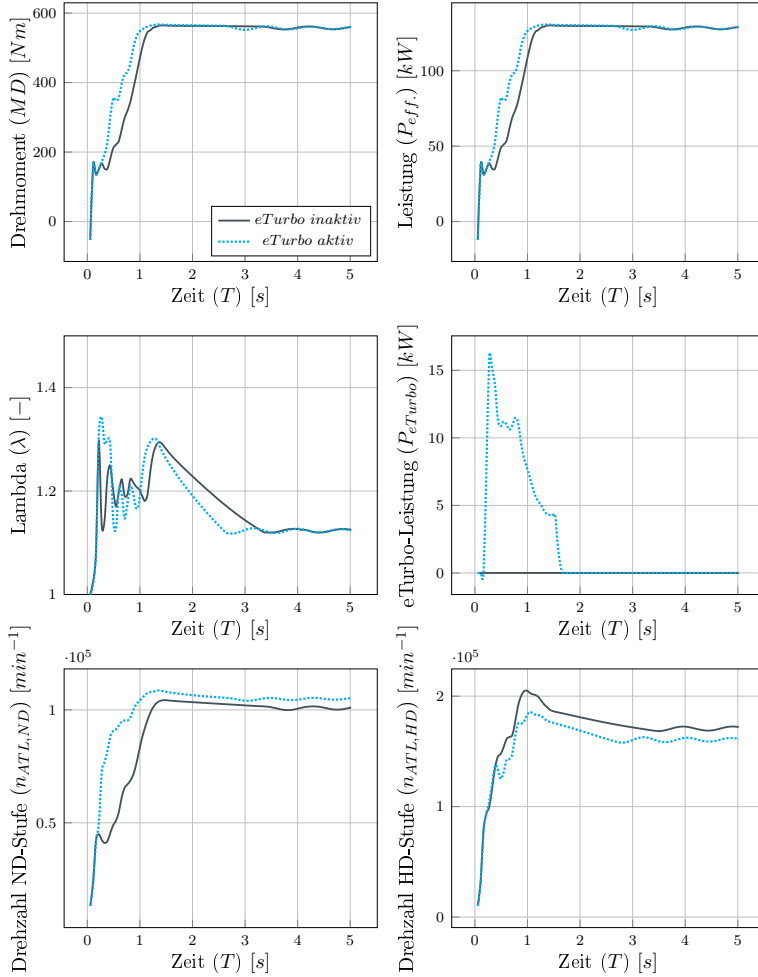


Abbildung A.7: Simulation: Lastsprung bei $n = 2200 \text{ min}^{-1}$, mit und ohne elektrische Unterstützung

A.2 Übersicht: Vermessung der Lastsprünge im Vergleich mit der Basis

A.2.1 Vermessung der Lastsprünge ohne AGR

Lastsprung bei $n=1000 \text{ min}^{-1}$

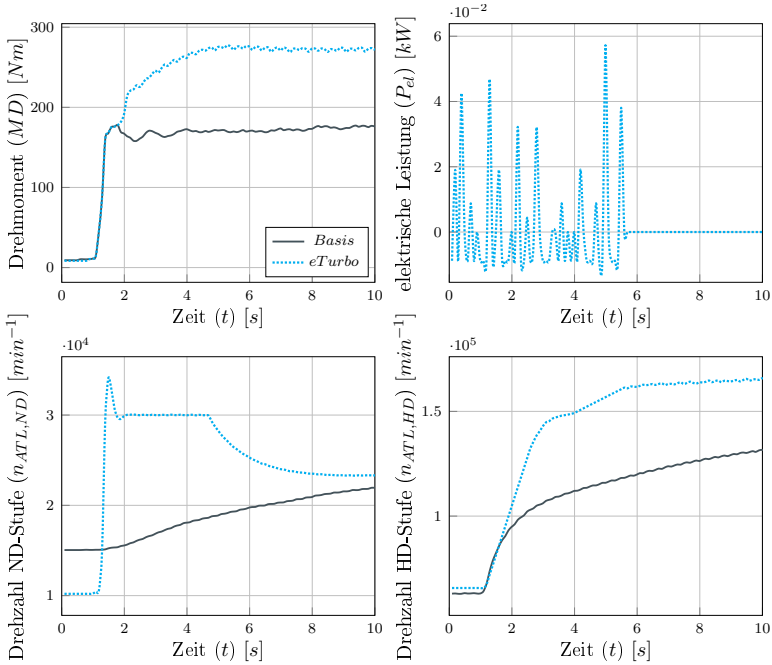


Abbildung A.8: Lastsprung ohne AGR bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1200 \text{ min}^{-1}$

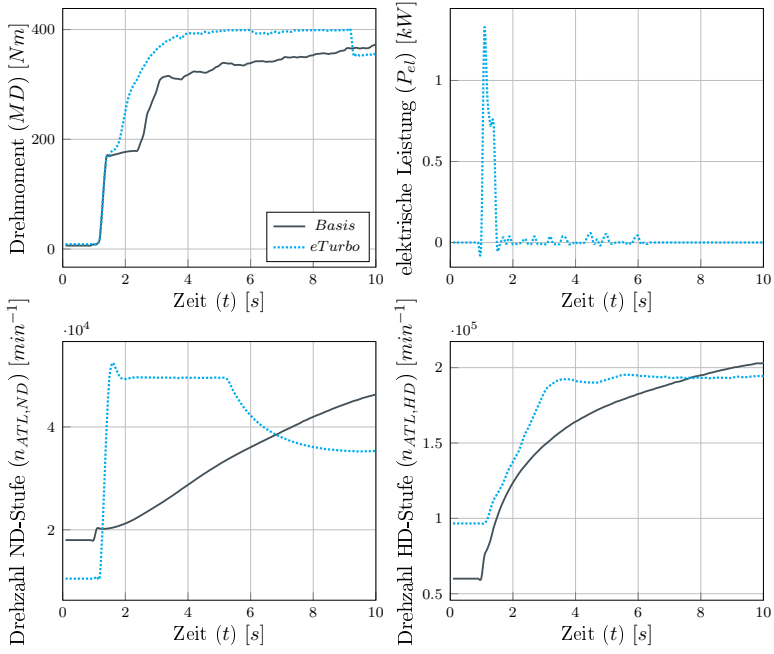


Abbildung A.9: Lastsprung ohne AGR bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1400 \text{ min}^{-1}$

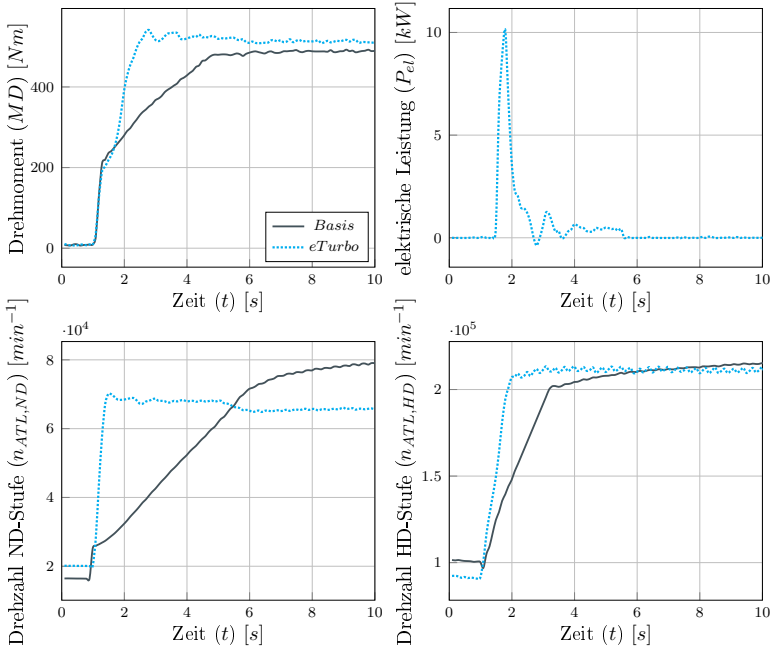


Abbildung A.10: Lastsprung ohne AGR bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1600 \text{ min}^{-1}$

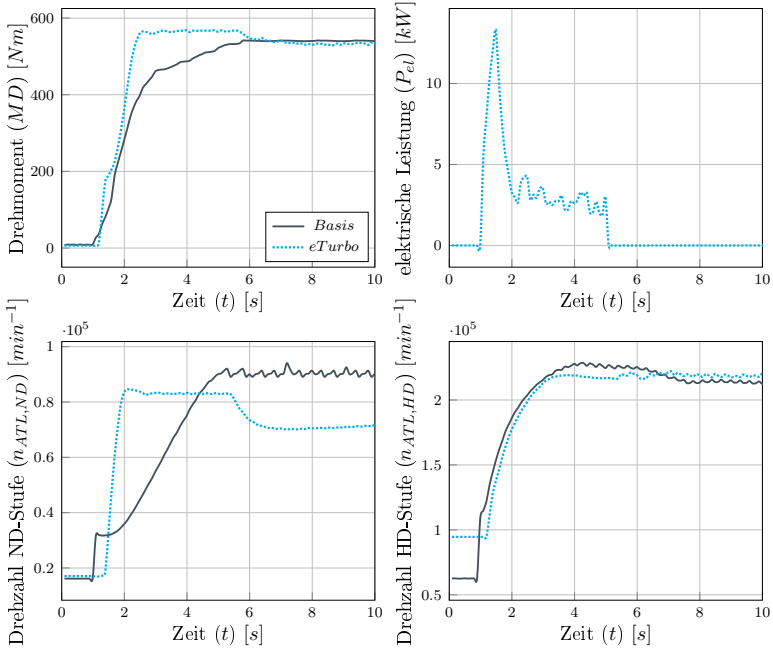


Abbildung A.11: Lastsprung bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1800 \text{ min}^{-1}$

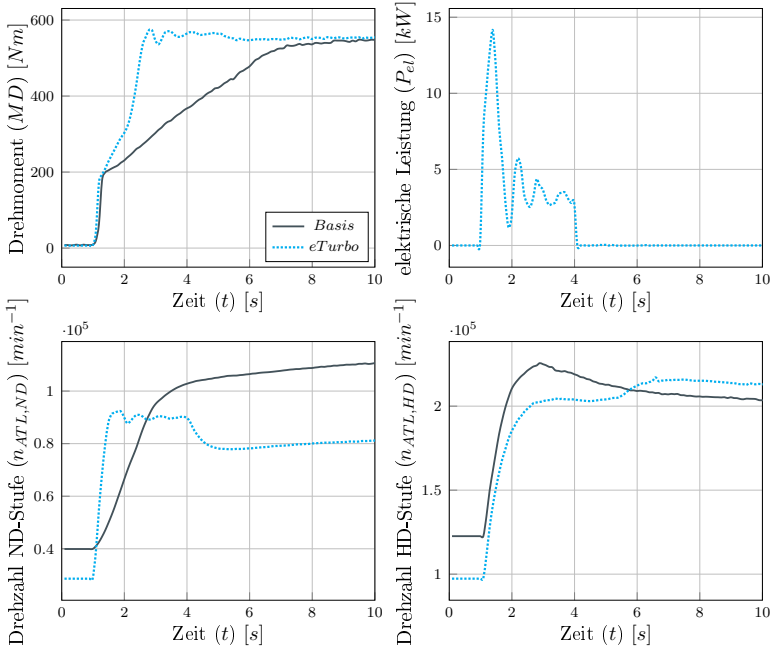


Abbildung A.12: Lastsprung ohne AGR bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$

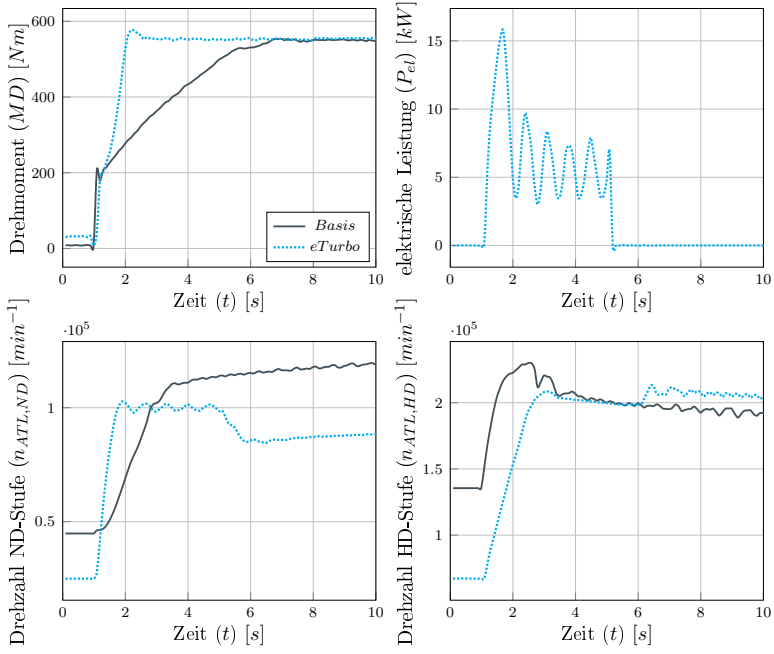


Abbildung A.13: Lastsprung ohne AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

A.2.2 Vermessung der Lastsprünge mit AGR

Lastsprung bei $n=1000 \text{ min}^{-1}$

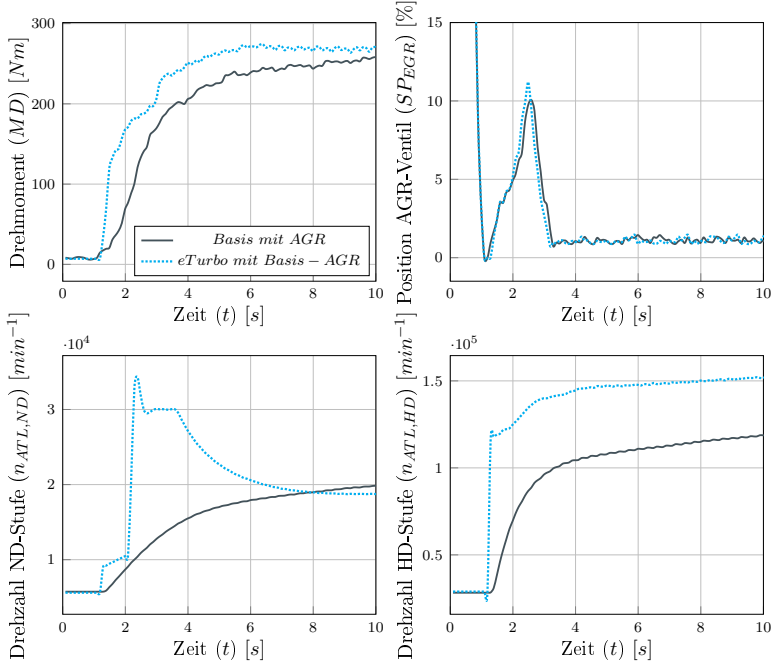


Abbildung A.14: Lastsprung mit AGR bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1200 \text{ min}^{-1}$

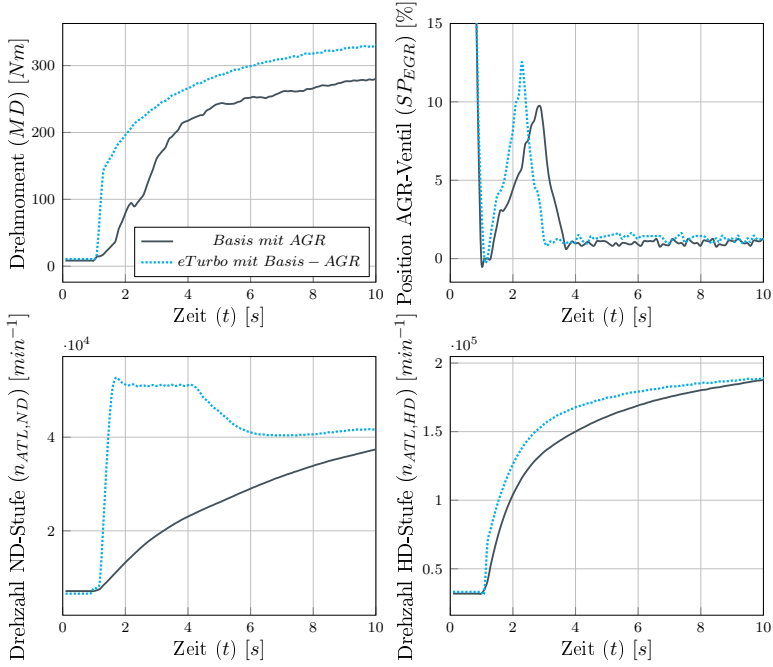


Abbildung A.15: Lastsprung mit AGR bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1400 \text{ min}^{-1}$

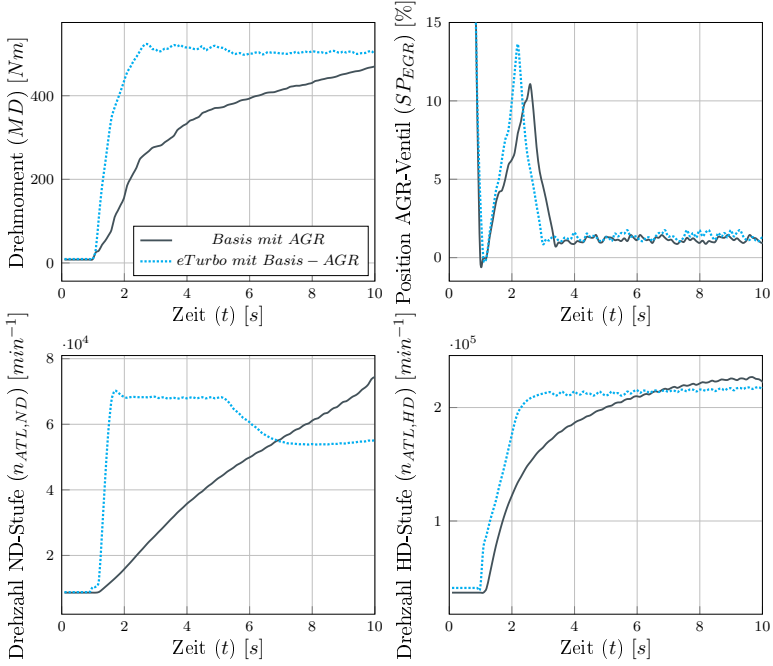


Abbildung A.16: Lastsprung mit AGR bei $n = 1400 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1600 \text{ min}^{-1}$

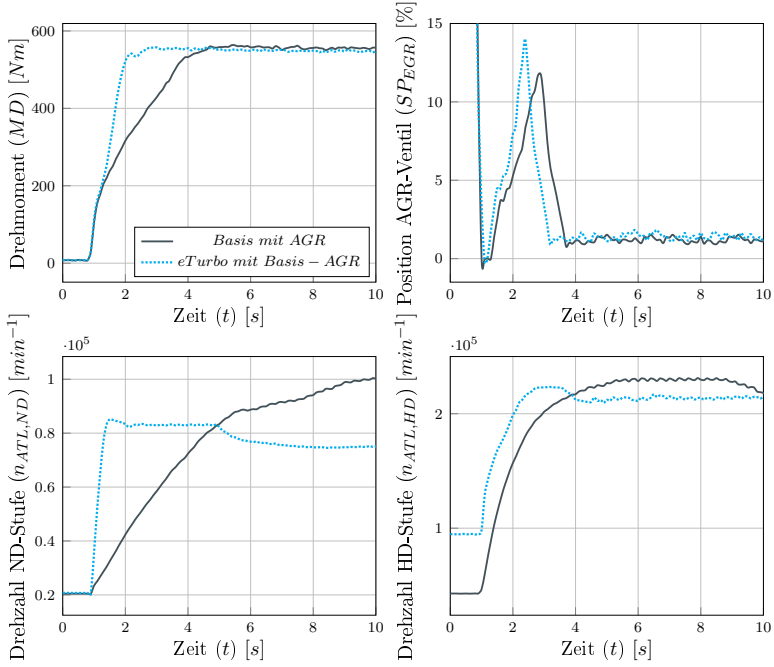


Abbildung A.17: Lastsprung mit AGR bei $n = 1600 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=1800 \text{ min}^{-1}$

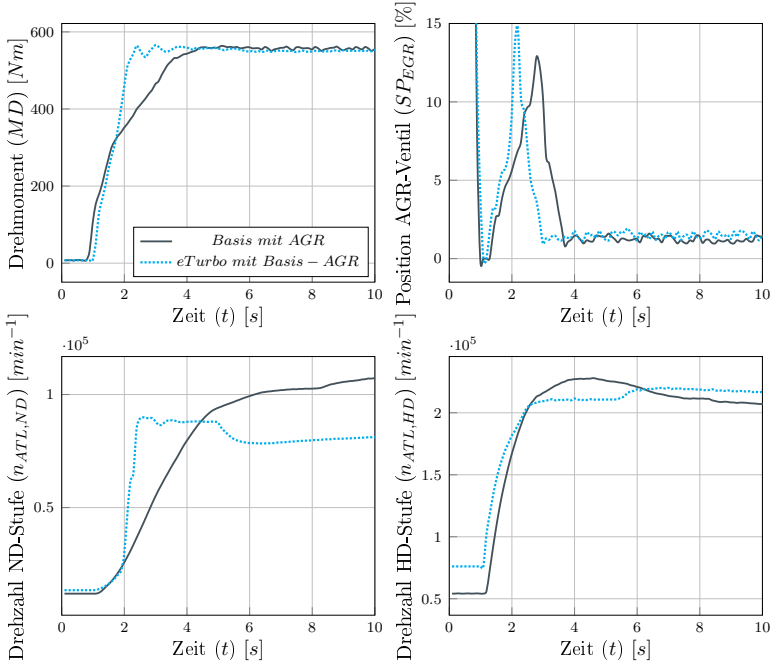


Abbildung A.18: Lastsprung mit AGR bei $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

Lastsprung bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$

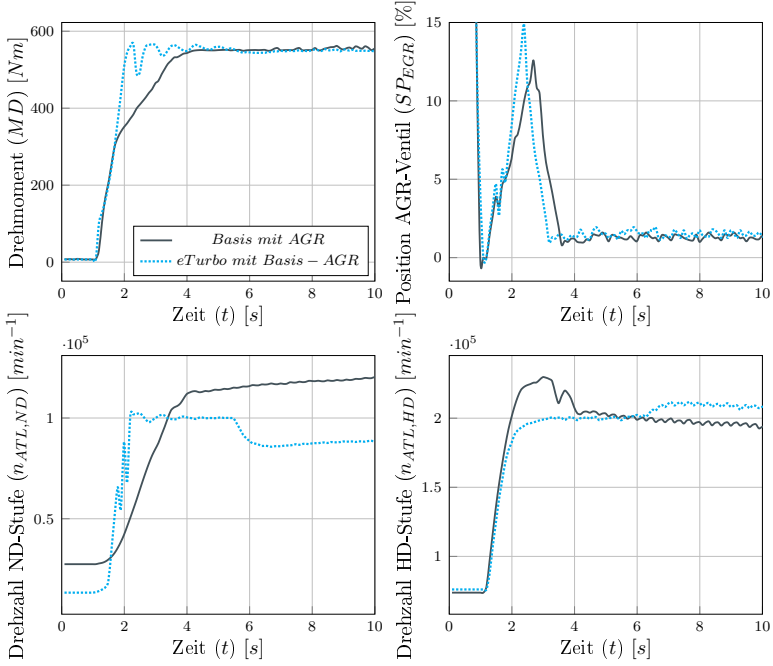


Abbildung A.19: Lastsprung mit AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, Vergleich von Basis und eTurbo

